

Störungstolerantes Sensorsystem zur Zustandsüberwachung rotodynamischer Pumpen

Vom Fachbereich 18
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung der Würde
eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Reinhard Werner

geboren am 16. Mai 1978
in Siegen

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Roland Werthschützky
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz

Tag der Einreichung: 12.4.2011
Tag der mündlichen Prüfung: 16.9.2011

Zusammenfassung

Gegenstand dieser Arbeit ist der Entwurf und die Realisierung eines störungstoleranten, sich selbstüberwachenden Sensorsystems zur Zustandsüberwachung von Kreiselpumpen.

Für den Entwurf und die Realisierung des Sensorsystems werden im Rahmen der Arbeit folgende fachliche Fragestellungen intensiv untersucht:

- Welche Mess- und Kenngrößen beschreiben exakt den Pumpenzustand?
- Welche Messverfahren eignen sich zur Bestimmung der Messgrößen und welche Sensorprinzipien sind am geeignetsten?
- Wo liegen die Messstellen mit der höchsten Auflösung und der geringsten Messunsicherheit?
- Wie lässt sich die Zahl der Messstellen durch den Einsatz geeigneter Sensoren und Messstellenwahl reduzieren?
- Welche Algorithmen sind zur Berechnung der Kenngrößen am geeignetsten?
- Welche Verfahren und Methoden sind zur Sicherung von Störungstoleranz von Sensoren für diese Aufgabenstellung besonders gut geeignet?

Nach der Klärung der Fragestellungen wurden die Lösungsansätze am Pumpendemonstrator umgesetzt und in experimentellen Tests die getroffenen Annahmen überprüft. So wurde der Nachweis erbracht, dass die gewählten Ansätze zweckmäßig sind.

Zur Umsetzung und den erreichten Resultate:

Die Grundlage der Zustandsüberwachung des Sensorsystems bildet die Messung der elektrischen Größen u , i_{wirk} und i_{schein} am Motor, der Drücke p_{ein} , p_2 , p_4 und p_{aus} mittels miniaturisierter Drucksensoren in der Pumpe und die Erfassung der Fluidtemperatur ϑ . Zwei Größen, die Drehzahl n und der Volumenstrom q_v , werden nicht gemessen, sondern aus den Messgrößen ermittelt. Die Bestimmung der Drehzahl erfolgt aus dem dynamischen Anteil des Sensorsignals von p_2 mittels Spektrumsanalyse. Der Volumenstrom wird auf Basis der Druckdifferenz zwischen den Messstellen p_4 und p_2 , der Drehzahl n und einem hinterlegten Kennfeld bestimmt. Die am häufigsten auftretende Störung bei Kreiselpumpen, die Kavitation, wird durch eine Analyse des Spektrums von p_{ein} detektiert und in der Stärke klassifiziert. Aus den gemessenen Größen lassen sich Kenngrößen, wie der Wirkungsgrad, bestimmen und eine Aussage über den Betriebszustand der Pumpe ableiten. In Tabelle 0.1 sind die Mess- und Kenngrößen mit ihren jeweiligen Unsicherheiten aufgeführt.

Für die Umsetzung der Störungstoleranz des Sensorsystems wird bei der Temperaturmessung über drei Messelemente die Temperatur erfasst und mittels eines Mehrheitsentscheids der

„wahre“ Wert bestimmt. Bei der Druckmessung findet analytische Redundanz Anwendung. Hierfür sind im Sensorsystem Kennfelder hinterlegt, die das Verhältnis der Druckwerte zueinander beschreiben. Im Falle einer Sensorstörung wird der Sensor erkannt und, wenn möglich, rekali­briert. Ist der Sensor ausgefallen, so wird dieser durch einen „virtuellen“ Sensor ersetzt. Er errechnet auf Basis der verbleibenden Sensorsignalen und mittels eines Kennfeldes den am gestörten Sensor anliegenden Druck. Das Sensorsystem kann so seinen Betrieb aufrechterhalten, bis der Sensor ausgetauscht wird.

Das Sensorsystem bietet eine messtechnische Basis für weitere Forschungsarbeiten zu der Thematik Schadensfrüherkennung an der Kreiselpumpe.

Tabelle 0.1.: Übersicht über die Messgrößen und abgeleiteten Kenngrößen mit ihren jeweiligen Unsicherheiten

Messgrößen		
Kenngröße	Messbereich	Messunsicherheit in %
Drücke $p_{\text{ein}}, p_{\text{aus}}$	0 - 10 bar	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$
Temperatur ϑ	0 - 50°C	$F_{\text{red}} = \pm 0,1$
elektrischer Ströme $i_{\text{wirk}}, i_{\text{schein}}$	0 - 100 A	$F_{\text{red}} = \pm 1$
Spannung u	0 - 400 V	$F_{\text{red}} = \pm 1$

abgeleitete Kenngrößen		
Kenngröße	Messbereich	Unsicherheit in %
Drehzahl n	1000 - 2500 U/min	$F_{\text{red}} = \pm 4 \cdot 10^{-2}$
Volumenstrom q_v	0 - 160 m ³ /h	$F_{\text{red}} = \pm 0,7$
Förderhöhe H	0 - 60 m	$F_{\text{red}} = \pm 0,3$
el. Leistung P_{el}	0 - 60 kW	$F_{\text{red}} = \pm 1,4$
hyd. Leistung P_{hyd}	0 - 27 kW	$F_{\text{red}} = \pm 0,8$
Gesamtwirkungsgrad η	0 - 1	$F_{\text{red}} = \pm 1,6$

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 2005 bis 2010 im Rahmen meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektromechanische Konstruktionen der Technischen Universität Darmstadt. Der größte Teil der Ergebnisse wurde im Rahmen des durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft geförderten Forschungsvorhabens „Integrierte Mechatronische Fluidfördersysteme“ erarbeitet.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. R. Werthschützky, für die Betreuung meiner Arbeit und der damit verbundenen Möglichkeit zur Promotion.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Pelz bedanke ich mich für die Übernahme des Korreferats und die Möglichkeit, am Prüfstand des Fachgebiets meine Untersuchungen durchführen und die von mir getroffenen Annahmen validieren zu können.

Frau Dr.-Ing. Valérie Bischof danke ich besonders für die vertrauensvolle Zusammenarbeit. Sie stand mir jederzeit mit Rat und Tat zur Seite, insbesondere wenn Fragestellungen aus dem Gebiet der Fluidik zu klären waren. Ohne diese Unterstützung wäre eine rasche Umsetzung der Lösungsansätze in der für mich neuen Thematik, der Fluidik, nicht möglich gewesen.

Weiterhin danke ich allen meinen Studien- und Diplomarbeitern für ihre eingebrachten Ideen und die durch sie geleisteten Beiträge zum Gelingen dieser Arbeit.

Meinen ehemaligen Kollegen am Institut danke ich für die gute Zusammenarbeit und das Hinterfragen meiner Aussagen.

Darmstadt, im Dezember 2011

Reinhard Werner

Inhaltsverzeichnis

Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen	XI
1. Einführung	1
1.1. Gegenwärtige Leistungsdefizite	3
1.2. Ziele dieser Arbeit	4
1.3. Inhaltliche Gliederung der Arbeit	5
2. Zustandsüberwachung von rotodynamischen Pumpen	7
2.1. Gründe für den Einsatz eines integrierten Sensorsystems	7
2.1.1. Energiekosten	9
2.1.2. Instandhaltung	11
2.2. Anforderungen aus Anwendersicht	14
2.3. Aufgaben des Sensorsystems	15
2.3.1. Erfassung des Betriebszustands	15
2.3.2. Informationen für die Instandhaltung	17
2.3.3. Störungstoleranz des Sensorsystems	17
2.3.4. Informationsübermittlung	18
2.4. Zielstellung für das integrierte Sensorsystem	18
2.5. Stand der Technik für Zustands- und Diagnosesysteme	20
2.6. Schlussfolgerungen für das zu konzipierende Sensorsystem	26
3. Voruntersuchungen und Konzeption des integrierten Sensorsystems	29
3.1. Aufbau und Funktionsweise von rotodynamischen Pumpen	29
3.2. Kennlinien und Ähnlichkeitsgesetze	32
3.3. Kreiselpumpenprüfstand	34
3.4. Verwendete Sensorik für messtechnische Untersuchungen	35
3.5. Messverfahren zur Bestimmung der Betriebsgrößen	38
3.5.1. Übersicht der Messverfahren	38
3.5.2. Volumenstrombestimmung	40

3.5.3.	Erfassen der Drehzahl	51
3.6.	Kavitation	65
3.6.1.	Modellvorstellung	65
3.6.2.	Auswirkungen auf den Betrieb von Kreiselpumpen	67
3.6.3.	Zusammenhang Kavitation - <i>NPSH</i> -Wert	69
3.6.4.	Kavitationsdetektion	71
3.7.	Konzept des integrierten Sensorsystems	80
4.	Entwurf des integrierten Sensorsystems	83
4.1.	Aufbau des Sensorsystems	83
4.1.1.	Sensorik	84
4.1.2.	Signalvorverarbeitung	86
4.1.3.	Auswerteeinheit	87
4.1.4.	Software	88
5.	Realisierung des Sensorsystems mit Zustandsüberwachung	89
5.1.	Bestimmung der Messgrößen	89
5.2.	Bestimmung von abgeleiteten Kenn- und Hilfsgrößen	90
5.2.1.	Übersicht der Größen	90
5.2.2.	Ermittlung der Drehzahl	93
5.2.3.	Integrierte Volumenstrombestimmung	105
5.2.4.	Übersicht der Mess- und Kenngrößen	114
5.3.	Störungen, Schäden und Ausfälle an Kreiselpumpen	114
5.3.1.	Störungen in der Kreiselpumpe	116
5.3.2.	Schäden und Ausfälle	118
6.	Störungstoleranz des integrierten Sensorsystems	121
6.1.	Störungstoleranz von technischen Systemen	122
6.2.	Störungstoleranz der autarken Drucksensoren	124
6.2.1.	Verfahren zur Selbstüberwachung von Sensoren	125
6.2.2.	Störungstoleranter autarker Drucksensor	126
6.3.	Störungstoleranz im Messsystem	130
6.3.1.	Verfahren zur Selbstüberwachung des Messsystems	131
6.3.2.	Auswahl der Überwachungsmethode	135
6.3.3.	Konzept und Entwurf der Selbstüberwachung	137
6.3.4.	Umsetzung und Ergebnisse der Rekonfiguration	149
6.3.5.	Test der Störungstoleranz des Messsystems	152

6.4. Zusammenfassung	153
7. Resümee und Ausblick	157
7.1. Resümee	157
7.2. Ausblick	162
Anhang	165
A. Begriffsdefinitionen	167
B. Volumenstrombestimmung mittels Temperaturdifferenz	171
C. Kennlinien und -felder für die Störungstoleranz	173
C.1. Polynome der Grenzwertüberwachung	173
C.2. Druckdifferenzkennfelder	174
D. Zusätzliche Herleitungen zur Drehzahlbestimmung	181
D.1. Entwurf des Bandpasses	181
D.2. GABOR-Transformation	188
E. Auswerteeinheit	193
E.1. Echtzeitcontroller	193
E.2. Gehäuse mit FPGA	194
E.3. I/O-Module	195
E.4. Zustandsanzeige	195
F. Aufbau der LabView Programme	197
F.1. FPGA-Programm	197
F.2. CRio-Programm	198
F.3. Drehzahlbestimmung in LabView	199
Literaturverzeichnis	203
Lebenslauf	211

Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

A	Querschnittsfläche [m ²]
B_0	Übertragsfaktor eines Sensors zwischen physikalischer Eingangs- und elektrischer Ausgangsgröße [-]
a_n	Koeffizient [-]
C_{mn}	GABOR-Koeffizient [-]
c_p	Druckbeiwert [-]
D	Durchmesser [m]
F	Kraft [N]
F_{red}	reduzierter Fehler [-]
f	Frequenz [Hz]
f_{abstat}	Abtastfrequenz [Hz]
f_{Grenz}	Grenzfrequenz eines Filters [Hz]
f_{max}	maximale Frequenz [Hz]
f_{klang}	Schaufeldrehklang [Hz]
G	Verstärkungsfaktor der Verstärkerstufe [-]
g_{mn}	Synthesefunktion der GABOR-Transformation [-]
H	Förderhöhe [m]
H_{opt}	optimale Förderhöhe [m]
h	Höhe über der Referenz(System-)Ebene [m]
i	elektrischer Strom [A]
i_{schein}	elektrischer Scheinstrom [A]
i_{wirk}	elektrischer Wirkstrom [A]
L	Länge [m]
L	Länge des Daten-Arrays [-]
M	Drehmoment [Nm]
M	Anzahl der Reihen eines GABOR-Diagrams [-]
m	Masse [kg]

Formelzeichen

N	Anzahl [-]
N'	Anzahl der Spalten in einem GABOR-Diagramm [-]
n	Drehzahl [U/min]
n_{nenn}	Nenndrehzahl [U/min]
n_{syn}	Synchrondrehzahl des Asynchronmotors [U/min]
P	Leistung [W]
P_{el}	elektrische Leistung [W]
P_{hyd}	hydraulische Leistung [W]
P_{mech}	mechanische Leistung [W]
P_{N}	Nutzsignalleistung [W/Hz]
P_{S}	Störsignalleistung [W/Hz]
p	Druck [bar]
p^*	errechneter Druck [bar]
p_{dyn}	dynamischer Druckanteil [bar]
$p_{\text{stör}}$	Druck, um die der gestörte Sensor vom Soll-Wert abweicht [bar]
p_{stat}	statischer Druck [bar]
p_{stau}	Staudruck [bar]
p_{total}	Totaldruck, Summe des statischen und dynamischen Drucks [bar]
p_{v}	Dampfdruck [bar]
p_x	Druck an der Stelle x [bar]
q_v	Volumenstrom [m ³ /h]
$q_v \text{ brutto}$	Bruttovolumenstrom durch das Laufrad [m ³ /h]
$q_v \text{ max}$	maximaler Volumenstrom [m ³ /h]
$q_v \text{ nenn}$	Nennvolumenstrom [m ³ /h]
$q_v \text{ opt}$	optimaler Volumenstrom [m ³ /h]
R	Widerstand [Ω]
Re	Reynoldszahl [-]
r_{rad}	Radius des Laufrades [m]
s	Schlupf beim Asynchronmotor [-]
T_{mess}	Messzeitraum [s]
t	Zeit [s]
u_0	Offsetspannung eines Sensors [V]
u	Spannung [V]
u_{Aus}	Ausgangsspannung des Instrumentationsverstärkers [V]
$u_{\text{Brücke}}$	Spannung in einer Wheatstone-Brücke [V]
u_{eff}	Effektivwert der Spannung [V]
u_{sens}	Ausgangsspannung der Messbrücke [V]
V	Volumen [m ³]

v	Geschwindigkeit [m/s]
v_{Spirale}	Geschwindigkeit des Fluids in der Spirale [m/s]
v_{Umfang}	Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades [m/s]
v_{\parallel}	Geschwindigkeit in Richtung des Sporns [m/s]
v_{τ}	Geschwindigkeit senkrecht zum Sporn [m/s]
x	x -Koordinate [m]
y	y -Koordinate [m]
z_{Schaufel}	Schaufelzahl des Laufrades [-]
α	Anströmwinkel des Fluids am Sporn [°]
β	Spiralwinkel [°]
Δs	Schlupfauflösung [-]
Δn	Drehzahländerung [U/(min·s)] / Drehzahlauflösung [U/min]
$\Delta p_{a\ b}$	Druckdifferenz zwischen p_a und p_b [bar]
η	Wirkungsgrad [-]
ϑ	Temperatur [°C]
ϑ_V	Siedetemperatur [°C]
Λ_n	Synthesefunktion [-]
μ	Mittelwert [-]
ρ	Dichte [kg/m ³]
σ	Streuung [-]
τ	Zeitkonstante [s]
Ψ_{kenn}	Dimensionslose Größe zur Volumenstrombestimmung [-]
ω	Kreisfrequenz [s ⁻¹]
ω_s	Winkelgeschwindigkeit [rad/s] / Kreisfrequenz [Hz]

Konstante

g	Erdbeschleunigung: 9,81 m/s ²
-----	--

Abkürzungen

DFT	diskrete Fourier-Transformation
DTGT	zeitdiskrete GARBOR-Transformation
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FIR	Finite Impulse Respons - Filter
FMEA	Fehler-Möglichkeiten- und Einflussanalyse
FPGA	Fiel Programmable Gate Array
FST	Institut für Fluidsystemtechnik
IIR	Infinite Impulse Respons - Filter
LCC	Lebenszykluskosten
MID	Magnetisch Induktiver Druchflusssensor
MTTF	Mean Time to Failure: Mittlere Lebensdauer eines Systems
MTTR	Mean Time to Repair: Mittlere Ausfallzeit eines Systems
NPSH	Net Positive Suction Head
NPSH3	Net Positive Suction Head 3 %
NPSHA	Net Positive Suction Head Available
NPSHR	Net Positive Suction Head Required
SNR	Signal zu Rauschverhältnis
STFT	Short-Time-Fourier-Transformation
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbauer e.V.
WT	Wavelet-Transformation

1. Einführung

Pumpen sind ein funktionsbestimmender Bestandteil vieler technischer Anlagen und weisen daher eine große gesamtwirtschaftliche Bedeutung auf. Die Einsatzgebiete reichen von der Förderung von pastösen Stoffen mit festen Bestandteilen über flüssige bis hin zu gasförmigen Medien. Einen besonders großen Stellenwert nimmt der Transport von Wasser ein. Hierbei lassen sich zwei Betriebsfelder abgrenzen:

- **Trink- und Abwassertransport**

In diesem Anwendungsbereich geht es um die Versorgung von Wasser als Trink- und Brauchwasser für Haushalte und Industrie. Des Weiteren kann es als Transportmedium zur Beseitigung von Abfallstoffen dienen.

- **Wärmetransport**

Wasser eignet sich wegen seiner sehr hohen Wärmekapazität hervorragend zur Temperierung von chemischen und biologischen Prozessen in der Industrie. Ferner basieren die meisten Kraftwerke zur Erzeugung von elektrischem Strom auf einem Dampfkreislauf: Mittels eines Dampferzeugers wird thermische Energie in Heißdampf umgewandelt. Der Dampf wird über Rohrleitungen zur Turbine geführt und treibt sie an. Im nächsten Schritt kondensiert der Dampf zu Wasser und wird mit einer Kesselspeisepumpe zum Dampferzeuger zurücktransportiert. Der Kreislauf beginnt von Neuem.

In den überwiegenden Fällen werden rotodynamische Pumpen, meist als „Kreiselpumpen“ bezeichnet, eingesetzt. Sie gehören zur Klasse der Strömungsmaschinen. Ihre Aufgabe besteht darin, einen bestimmten Volumenstrom auf ein spezifisches Druckniveau anzuheben und so einen Transport des Mediums zu veranlassen. Der Energieumsatz in Strömungsmaschinen beruht grundsätzlich auf dem hydrodynamischen Prinzip. Es zeichnet sich dadurch aus, dass die erzeugten Druck- und Energiedifferenzen proportional mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit ansteigen. Im Gegensatz dazu stehen Verdrängerpumpen, beispielsweise Kolbenpumpen, die rein hydrostatisch wirken. Hier wird der Druck unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und Drehzahl erhöht. Der Druck stellt sich grundsätzlich entsprechend des aufgetragten Gegendrucks ein [Gül99].

1. Einführung

Bei Pumpen kleiner Leistung ($P < 1 \text{ kW}$), wie sie zum Beispiel in der Kraftfahrzeugtechnik und in Privathaushalten eingesetzt werden, stehen der Herstellungspreis und damit die Fertigungskosten im Vordergrund. In der industriellen Anwendung liegt das Augenmerk auf den Lebenszykluskosten (näheres in Abschnitt 2.1). Über die Lebensdauer betrachtet, können die Kosten für Wartung und Reparatur den Anschaffungspreis um ein Vielfaches übersteigen. Auf Grund der hohen Laufzeit von Kreiselpumpen ist deren Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_{\text{hydraulisch}}}{P_{\text{elektrisch}}}$$

von besonders hohem Interesse. Ein Betreiben außerhalb des optimalen Wirkungsgrads führt zu einem erhöhten Energiebedarf. Im Idealfall liegt der Wirkungsgrad bei ca. 85 %, im Alltag liegt er allerdings oft nur im Bereich von 20 - 30 % [Wil05]. Über einen längeren Zeitraum gesehen, summieren sich die zusätzlichen Aufwendungen für Energie und können den Kaufwert der Kreiselpumpe leicht übersteigen. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 1.1 eine beispielhafte Verteilung der Lebenszykluskosten dargestellt. Sie basiert auf einer Kalkulation über 10 Jahre bei einem Einsatz in einem Wasserversorgungssystem. Die Kosten für Energie stechen deutlich hervor. Die Hauptziele bei der Entwicklung von Pumpen sind aus diesem Grund die Sicherung einer hohen Lebensdauer, die drastische Reduzierung von Folgekosten bei Störungen und Ausfällen durch ihr rasches Erkennen und die Sicherung eines optimalen Wirkungsgrads während der Laufzeit.

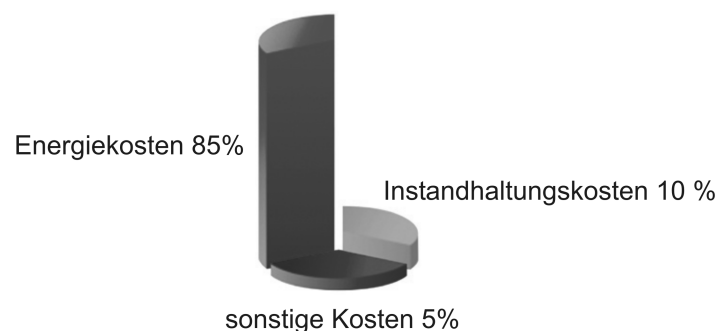


Abb. 1.1.: Aufteilung der Lebenszykluskosten einer Kreiselpumpe [Gru08]

Zur Sicherung dieser Ziele wird im Rahmen dieser Arbeit ein störungstolerantes, in die Pumpe integriertes Sensorsystem entwickelt. Es überwacht sowohl den Zustand der Kreiselpumpe als auch sich selbst auf Störungen. Dabei beziehen sich die Untersuchungen auf rotodynamische Pumpen mit höherer Leistung ($\geq 5 \text{ kW}$). Ihr Marktanteil liegt bei etwa 60 % [Sus05].

1.1. Gegenwärtige Leistungsdefizite

Der Betrieb von Kreiselpumpen weist gegenwärtig mehrere Defizite auf. Hierzu zählen

- die Sicherung eines möglichst günstigen Wirkungsgrades und
- die unzureichende Erkennung von Störungen, Schäden und des Ausfalls der Pumpe.

Jede Kreiselpumpe fördert im Betriebspunkt ihres höchsten Wirkungsgrades einen „optimalen“ Volumenstrom $q_{v\text{ opt}}$ bei einer „optimalen“ Förderhöhe H_{opt} . Die Dimensionierung der einzusetzenden Kreiselpumpe erfolgt überwiegend auf Basis des zu erwartenden maximalen Volumenstroms und der Förderhöhe. Da der Antriebsmotor nicht drehzahlregelt ist, wird die Reduktion des Volumenstroms oder der Förderhöhe mittels nachgeschalteter dissipativer Einrichtungen realisiert. Dabei handelt es sich meist um manuell oder automatisch verstellbare Drosselventile. Die überschüssige Druckenergie wird in Wärme umgewandelt. Dieses Vorgehen weist zwei Nachteile auf: Zum einen werden diese Maximalwerte im Betrieb nur äußerst selten angefahren. Zum anderen ändern sich die Anforderungen an die Förderaufgaben der Kreiselpumpe über ihre Lebenszeit. Den größten Teil der Betriebszeit liegt der Volumenstrom deutlich unterhalb des optimalen Wertes. Nur während etwa 5 % der Laufzeit erreicht der Volumenstrom den Auslegungswert (Abb. 1.2 links). Der Wirkungsgrad ist in den sonstigen Betriebspunkten deutlich reduziert (Abb. 1.2 rechts).

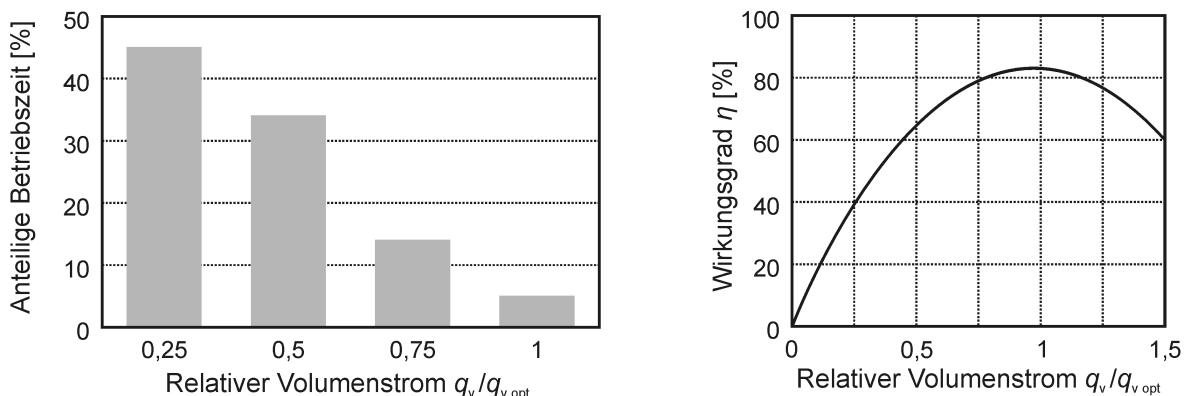


Abb. 1.2.: Betriebszeitverteilung über dem geförderten Volumenstrom [Wil05] (links) und der Wirkungsgrad über dem Volumenstrom [Gül99] (rechts)

In Verbindung mit der Volumenstromverteilung zeigt es sich, dass die Kreiselpumpe überwiegend einen Wirkungsgrad von maximal 40 % erreicht, was in etwa dem halben Maximalwert entspricht. Dies ist insbesondere unter dem Gesichtspunkt wichtig, da etwa 20 % der weltweiten elektrischen Energienachfrage durch Pumpsysteme erfolgt [BGA04].

Ein weiterer Aspekt ist das unzureichende Erkennen von Störungen, Schäden und den Ausfall der Kreiselpumpe. In den meisten Fällen laufen die Pumpe ununterbrochen. Ihr Ausfall wird erst auf einem indirekten Weg erkannt, wenn zum Beispiel das Sensorsignal der Volumenstromerfassung auf den Wert Null fällt, oder ein deutlicher Sprung in der Druckmessung auftritt. Erst zu diesem Zeitpunkt beginnt in der Leitwarte die Suche nach dem Grund für diesen Vorfall. Wertvolle Zeit verstreicht ungenutzt. Die Anlage steht still, und die aktuelle Produktion ist gefährdet. Im Extremfall kommt es durch einen Brand oder eine Explosion zu einer Gefährdung der Umwelt. Es entstehen hohe Folgekosten für den Anlagenbetreiber. Weitere Ausführungen hierzu sind in Abschnitt 2.1 aufgeführt.

1.2. Ziele dieser Arbeit

Gegenstand dieser Arbeit ist die Entwicklung eines integrierten, störungstoleranten Sensorsystems zur Überwachung des Zustands einer rotodynamischen Kreiselpumpe. Dieses System soll sowohl den Betriebszustand der Kreiselpumpe als auch sich selbst auf Störungen, Schäden und Ausfälle überwachen.

Die erste Ziel besteht in der Entwicklung eines Messsystems zur Bestimmung des aktuellen Betriebszustands der Kreiselpumpe. Hierfür sind die notwendigen Betriebsgrößen zu erfassen. Zu ihnen gehören z.B. die durch die Kreiselpumpe erzeugte Druckerhöhung und der Volumenstrom. Aus diesen Größen lassen sich weitere, zum Beispiel der Gesamtwirkungsgrad oder die Förderhöhe, ableiten. Sie werden als Kenngrößen bezeichnet. Zum Erreichen dieses Ziels muss die messtechnische Basis an oder besser in der Pumpe geschaffen werden. Zunächst sind messtechnische Voruntersuchungen am Pumpenmodul durchzuführen, um die geeigneten Messpunkte, z.B. für Drücke, zu bestimmen. In einem Folgeschritt sind an diesen Orten miniaturisierte Drucksensoren zu integrieren. Für die Verarbeitung und Analyse der Sensorsignale ist eine geeignete Auswerteeinheit bereitzustellen. Diese Auswerteeinheit ist an einer zentralen Stelle an der Kreiselpumpe anzubringen, um Störeinflüsse durch lange Messleitungen so gering wie möglich zu halten.

Beim zweiten Ziel liegt das Augenmerk auf der Sicherung von Störungstoleranz des Sensorsystems. Dadurch soll verhindert werden, dass einerseits die Störung eines Sensors zu einem Ausfall der Funktionalität des Gesamtsystems führt, andererseits muss die Sensorstörung erkannt werden. Hier wird von einer Störung eines Sensors gesprochen, wenn der Sensor zwar noch ein Signal liefert, dieses aber außerhalb des zulässigen Fehlertoleranzbandes liegt. Wird ein gestörter Sensor nicht erkannt, werden unbemerkt falsche Schlüsse aus dessen Signal gezogen, die wiederum falsche Angaben zu Prozessgrößen und Diagnosen nach sich ziehen.

Für die Realisierung der Störungstoleranz des Sensorsystems müssen geeignete Verfahren erarbeitet und Algorithmen konzipiert werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Sicherung von Störungstoleranz möglichst keine zusätzlichen Kosten verursacht.

Schließlich sind die abgeleiteten Verfahren und Algorithmen am Pumpenprüfstand zu validieren. Es sind typische Störungen im Pumpenbetrieb zu simulieren und die Robustheit gegenüber diesen Störungen zu überprüfen.

1.3. Inhaltliche Gliederung der Arbeit

In Kapitel 2 werden die Gründe für die Entwicklung eines integrierten Sensorsystems beschrieben. Dabei werden die derzeitigen Defizite beim Betreiben von Kreiselpumpen in der Industrie aufgezeigt. Hierfür werden, unter Berücksichtigung der speziellen Anforderungen der Pumpenanwender, die Lebenszykluskosten näher betrachtet. Geklärt wird die Frage, welche Eigenschaften ein Sensorsystem aufweisen muss und welche Größen zu bestimmen sind, um eine Selbstüberwachung durchzuführen. Das Kapitel endet mit Schlussfolgerungen für das zu konzipierende Sensorsystem.

Kapitel 3 geht auf den Aufbau und die Funktionsweise von Kreiselpumpen ein und beschreibt den genutzten Prüfstand mit der vorhandenen Sensorik. Es folgt eine Auflistung der Messverfahren zur Bestimmung der Betriebsgrößen, insbesondere für den Volumenstrom und die Drehzahl. Das Phänomen „Kavitation“ ist eines der häufigsten Störungsursachen im Betriebsablauf von Kreiselpumpen. Daher muss auf deren Entstehung und die Detektierbarkeit eingegangen werden. Zum Schluss des Kapitels wird das Konzept für das Sensorsystem vorgestellt. Kapitel 4 beschreibt den Entwurf des Sensorsystems. Die einzelnen Komponenten und die Software werden vorgestellt.

Die Realisierung des integrierten Sensorsystems ist Gegenstand in Kapitel 5. Beschrieben wird die Bestimmung von direkt zu messenden Kenngrößen. Aus den Größen lassen sich weitere wichtige Kenngrößen ableiten, die zur Zustandsüberwachung der Kreiselpumpe notwendig sind. Zum Schluss des Kapitels sind mögliche Störungen und Schäden der Kreiselpumpe beschrieben, die zu einem Ausfall führen können.

Mit der Thematik Sicherung von Störungstoleranz beschäftigt sich Kapitel 6. Es werden bekannte Methoden und Verfahren zur Sicherung von Störungstoleranz bezüglich deren Eignung zur Erhöhung der Robustheit des Sensorsystems als auch der Pumpe gegenüber typischen Störungen untersucht. Die Verfahren müssen in der Lage sein, sowohl unzulässige Abweichungen der Übertragungsfunktion, als auch den Ausfall eines Sensors zu detektieren. In einem anschließenden Abschnitt wird beschrieben, wie sich das Sensorsystem rekonfigurieren kann,

um die Störung des Sensors zu kompensieren. Damit ist das System störungstolerant. Am Schluss der Arbeit werden die Leistungsmerkmale des Sensorsystems und die erreichten Ziele in Kapitel 7 zusammenfassend beschrieben. In einem Ausblick werden mögliche weitergehende Fragestellungen aufgeführt, deren Bearbeitung Gegenstand zukünftiger Forschungsarbeiten sein könnte.

2. Zustandsüberwachung von rotodynamischen Pumpen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit den Grundlagen zur Erstellung eines Zustandsüberwachungssystems für Kreiselpumpen und den sich daraus ergebenden Anforderungen an ein solches Messsystem. Zunächst werden die Vorteile benannt, die dem Anwender von Kreiselpumpen durch den Einsatz dieses Systems entstehen. Sie reichen von fortlaufenden Einsparungen beim Energieverbrauch bis hin zur Unterbindung eines plötzlichen Ausfalls der Kreiselpumpe im laufenden Betrieb. Des Weiteren wird auf die notwendige Funktionalität eingegangen, um einen größtmöglichen Nutzen für den Anwender zu sichern. Aus dem geforderten Funktionsumfang lassen sich konkrete Ziele für das zu konzipierende System ableiten. Durch den Vergleich mit dem Stand der Technik werden anschließend die Anforderungen an das zu konzipierende Sensorsystem gezogen.

2.1. Gründe für den Einsatz eines integrierten Sensorsystems

In der industriellen Anwendungen liegt das Augenmerk auf den Lebenszykluskosten (LCC). Da Pumpen heutzutage Bestandteil vieler technischer Anlagen sind, weisen sie eine große gesamtwirtschaftliche Bedeutung auf. Somit führen Einsparungen bei den Lebenszykluskosten, vor allem durch Reduzierung des Energieverbrauchs und des Wartungsaufwands, zu einer späteren Kostenreduktion im Produktionsprozess. Bei den durch Pumpen verursachten Kosten ist europaweit eine Einsparung von bis zu 40 % möglich: 20 % Regelung des Pumpensystems, 10 % verbesserte Anlagenauslegung, 4 % geeignete Dimensionierung der Pumpe, 3 % alternative Pumpen und Motoren mit verbessertem Wirkungsgrad und 3 % Optimierung von Wartung und Instandhaltung [KSB06a]. Bei den Angaben handelt es sich um Durchschnittswerte. In Einzelfällen werden noch höhere Sparpotentiale gesehen.

Zur genaueren Analyse der entstehenden Lebenszykluskosten und der möglichen Sparpoten-

2. Zustandsüberwachung von rotodynamischen Pumpen

tiale wird in [Fre01] auf die einzelnen Unterposten im Detail eingegangen. Danach setzen sich die Gesamtkosten wie folgt zusammen:

$$LCC = C_{IC} + C_{Install} + C_E + C_O + C_{Instand} + C_S + C_{Umwelt} + C_D$$

LCC :	Lebenszykluskosten
C_{IC} :	Kosten für Planung und Kauf
$C_{Install}$:	Installationskosten
C_E :	Energiekosten
C_O :	Betriebskosten
$C_{Instand}$:	Wartungs- und Reparaturkosten
C_S :	Ausfallkosten
C_{Umwelt} :	Umweltkosten
C_D :	Kosten für Deinstallation und Entsorgung

Die ersten beiden Positionen ($C_{IC}+C_{Install}$) umfassen die notwendigen Aufwendungen von der Ableitung der Anforderungen an den Pumpeneinsatz, über die Planung des Pumpenmoduls, dessen Fertigung und Anlieferung bis hin zum Einbau in die Anlage und die Inbetriebnahme. Die Energiekosten (C_E) umfassen die Aufwendungen für die zum Betrieb notwendige elektrische Energie. Wird die Pumpe über 2000 Stunden pro Jahr betrieben, so weisen die Energiekosten einen großen Anteil der Gesamtkosten auf. Davon kann im industriellen Einsatz in den meisten Fällen ausgegangen werden.

Unter die Betriebskosten (C_O) fallen die ständigen Ausgaben zur Überwachung des Pumpenmoduls. Sie umfassen einerseits die Aufwendungen in der Leitwarte, wo der Betriebszustand überwacht wird und andererseits die periodische Sichtkontrolle der Pumpe, um deren äußeren Zustand zu überprüfen.

Ein weiterer großer Posten in den Lebenszykluskosten sind die Ausgaben für die Instandhaltung ($C_{Instand}$) der Pumpe. So muss das Modul in gewissen Abständen abgeschaltet, sein innerer Zustand beurteilt und Verschleißteile ausgetauscht werden. Ist das Modul geschädigt oder ausgefallen, muss eine Reparatur durchgeführt werden. Hierdurch kommt es zu Ausfällen, die sich wiederum in Stillstands- und Ausfallkosten (C_S) niederschlagen. Da der Stillstand, im Gegensatz zu den Wartungsarbeiten, während der Produktion erfolgt, ist hiermit ein Produktionsausfall verbunden.

Unter die Umweltkosten (C_{Umwelt}) fallen die Aufwendungen für die Entsorgung der während des Betriebs entstehenden Abfälle. Diese können austretendes Öl oder Anteile des zu fördernden Mediums sein, aber auch das z.B. durch Kühlwasser kontaminierte Fördermedium. Der

Posten hängt stark vom Einsatzfall, Fördermedium und Pumpenzustand ab.

Beim Austausch der Pumpe fallen Entsorgungskosten (C_D) an. Hierzu zählt das ordnungsgemäße Dekontaminieren des betreffenden Anlagenteils inklusive der Pumpe.

Darüber hinaus sind die bei der Planung zu erwartenden Kostenanteile von zusätzlich wirkenden externen Faktoren abhängig. Zu ihnen gehört der aktuelle und zukünftige Energiepreis, die speziellen Einsatzbedingungen und die erwartete Lebensdauer. Als repräsentatives Beispiel ist die Kostenverteilung einer mittelgroßen Industriepumpe in Abbildung 2.1 dargestellt. Die Kosten für eventuelle Ausfälle der Kreiselpumpe und Reparatur sind hierbei nicht berücksichtigt, da diese sehr stark vom Anwendungsfall abhängen.

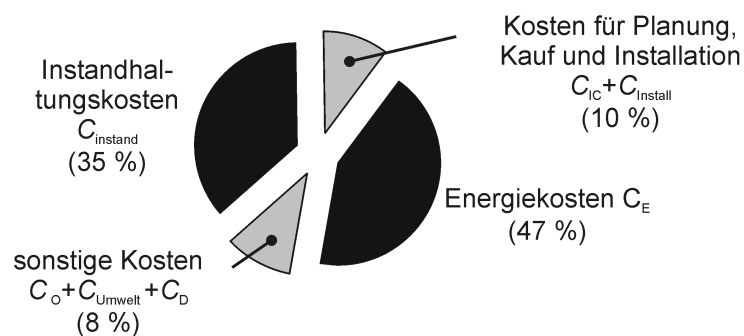


Abb. 2.1.: Aufteilung der Lebenszykluskosten einer Kreiselpumpe [Fre01]

In den folgenden Abschnitten wird näher auf die Energiekosten und die Aufwendungen für Wartung und Reparatur eingegangen.

2.1.1. Energiekosten

Seit den frühen 1980er Jahren ist das Thema Lebenszykluskosten immer wichtiger geworden [BGA04]. Der Fokus beim Einsatz von Pumpen hat sich zunehmend auf Umweltgesichtspunkte, insbesondere auf den Energieverbrauch, verschoben. Die „Rio-Erklärung über Umwelt und Entwicklung“ [Ver92] und das „Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderung“ [Ver98] zielen auf global reduzierte Emissionen von Treibhausgasen. Prognosen sehen daher eine Erhöhung der Energiepreise voraus. Diese Vereinbarungen wurden in Direktiven und Regularien umgesetzt. Ein Resultat ist das "Motor Challenge Programm", ein Projekt der EU [Rad07]. Es soll die Energieeffizienz von motorbetriebenen Systemen verbessern, da durch den Betrieb von Motoren ein großer Anteil (69 %) der elektrisch erzeugten Energie verbraucht wird. In Deutschland liegt das Sparpotential bei 15 Mrd. kWh pro Jahr. Legt man einen Strompreis von 10 ct/kWh zu Grunde, so beläuft sich

2. Zustandsüberwachung von rotodynamischen Pumpen

die Ersparnis auf 1,5 Mrd € [Mat04].

Ein besonderes Kriterium zur Beurteilung der wirtschaftlichen und technischen Güte einer Kreiselpumpe ist ihr Gesamtwirkungsgrad. Er liegt, je nach Typ, im optimalen Fall bei bis zu 85 % [PP05]. Schon geringe Abweichungen vom optimalen Arbeitspunkt verringern den Wirkungsgrad deutlich.

In der industriellen Praxis stellt die Auswahl der geeigneten Pumpe ein großes Problem für den Anlagenbetreiber dar. Die prognostizierten Anforderungen sind oft ungenau spezifiziert. Es besteht die Gefahr, sicherheitshalber eine überdimensionierte Pumpe zu erwerben. Der maximale Wirkungsgrad wird während des laufenden Betriebs nur selten erreicht. Erschwerend kommt hinzu, dass sich die Anforderungen in Abhängigkeit von der konkreten Förderaufgabe während der Pumpenlebenszeit ändern können. Ein Beispiel für eine Änderung ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

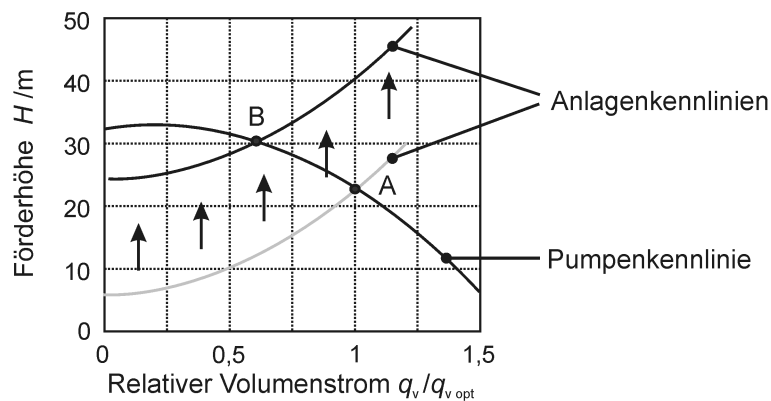


Abb. 2.2.: Verschiebung des Arbeitspunktes der Kreiselpumpe auf Grund einer veränderten Anlagenkennlinie

Die angegebene Pumpenkennlinie stellt die von der Kreiselpumpe erzeugte Förderhöhe über den Volumenstrom dar (Drehzahl konstant). Die Anlagenkennlinie beschreibt die für einen definierten Volumenstrom notwendige Förderhöhe. Der Schnittpunkt beider Kennlinien ergibt den Arbeitspunkt. Zu Beginn sind die Kreiselpumpe und die Anlage gut aufeinander abgestimmt. Das System befindet sich im Optimum (Punkt A). Zu einem späteren Zeitpunkt ändert sich die Förderaufgabe, die notwendige Förderhöhe steigt an. Der Arbeitspunkt wandert auf der Pumpenkennlinie nach links zum neuen Arbeitspunkt B. Der geförderte Volumenstrom sinkt auf ca. 60 % des ursprünglichen Wertes.

Nach Aufzeigen des möglichen, oft sehr hohen Sparpotentials durch einen optimalen Pumpenbetrieb sollen jetzt konkrete Maßnahmen diskutiert werden.

Zu Beginn steht eine exakte Analyse der voraussichtlichen zeitlichen Verteilung der Lastan-

forderungen. Insbesondere der gewünschte Volumenstrom und die benötigte Druckerhöhung sind zu ermitteln. Mit diesen Anforderungen kann die Kreislaspumpe hydraulisch und elektrisch so ausgelegt werden, dass sie überwiegend mit einem hohen Wirkungsgrad arbeitet.

Zur Erleichterung der Pumpenauswahl und Anlagendimensionierung dient eine von der Organisation EUROPUMP gemeinsam mit dem US-Hydraulik Institut herausgegebene Richtlinie [Fre01]. Zusammenfassend lässt sich festhalten:

Die übliche Überdimensionierung der Pumpen-Motorkombination auf selten vorkommende Lastfälle hat zur Folge, dass deren Hauptbetrieb bei einem ungünstigen Wirkungsgrad erfolgt.

2.1.2. Instandhaltung

Der Trend im Maschinenbau geht hin zu einer Rundumversorgung der Anlagen beim Kunden. Dies beginnt bei der Beratung und Projektierung für die geplante Anlage, geht über den Bau und die Inbetriebnahme bis hin zu Wartung und Reparatur während ihrer Lebenszeit. Das Anbieten dieser Dienstleistung ist im zunehmenden Maße ein Kaufargument für Anlagenbetreiber und hilft dem Anlagenbauer, sich gegenüber der Konkurrenz abzuheben [Wol02].

Mit der Übernahme der Instandhaltung durch den Hersteller gehen Haftungsfragen und damit auch Kosten auf diesen über. Daher ist es für ihn von großem Interesse, geeignete kostengünstige Ansätze zur Instandhaltung der Maschinen und Anlagen zu finden. Angesichts der gegenwärtig üblichen Produktionsstrategien wie „just in time“ sind Ausfälle mit hohen Stillstands- und Folgekosten verbunden. Nur auf Basis einer systematischen, effizienten und vorbeugenden Instandhaltung lässt sich die Zahl solcher teuren Anlageausfällen minimieren.

Nach DIN 31051 [DIN03] ist die „Instandhaltung“ wie folgt definiert:

„Kombination aller technischen und administrativen Maßnahmen sowie Maßnahmen des Managements während des Lebenszyklus einer Betrachtungseinheit zur Erhaltung des funktionsfähigen Zustandes oder der Rückführung in diesen, so dass sie die geforderte Funktion erfüllen kann.“

Nach der Norm kann die Instandhaltung vollständig in die Einzelmaßnahmen

- Wartung,
- Inspektion,
- Instandsetzung,
- Verbesserung der Funktionssicherheit und
- Schwachstellenanalyse

unterteilt werden.

2. Zustandsüberwachung von rotodynamischen Pumpen

Bevor die möglichen Instandhaltungsmethoden näher erläutert werden, soll auf die möglichen Folgen eines Ausfalls eingegangen werden. Diese können kostenmäßig deutlich höher ausfallen als die Reparatur oder sogar Neuanschaffung der Kreiselpumpe. Folgende Einzelkosten sind relevant:

- Kosten für die Instandsetzung
- Ausfallkosten auf Grund des Anlagenstillstands
- Konventionalstrafe (Produkt kann nicht zum vereinbarten Zeitpunkt geliefert werden)
- Entsorgungskosten für die möglicherweise aufgetretene Fehlproduktion

Der produzierte Ausschuss entsteht z.B. durch ein falsches Mischungsverhältnis der Edukte oder durch die unzureichende Temperierung des Prozesses. Das Abfallprodukt muss oftmals mit hohem Aufwand entsorgt werden, was weitere Kosten nach sich zieht. Zudem sind Ausgangsstoffe und Energie verbraucht worden, die zu keinem Erlös führen.

Die Instandhaltung lässt sich in mehrere grundlegende Gruppen einteilen. Gemäß DIN 31051 [DIN03] und der VDI-Richtlinie 2888 [VDI99] können dabei im Wesentlichen drei Instandhaltungsmethoden unterschieden werden (Abb. 2.3):

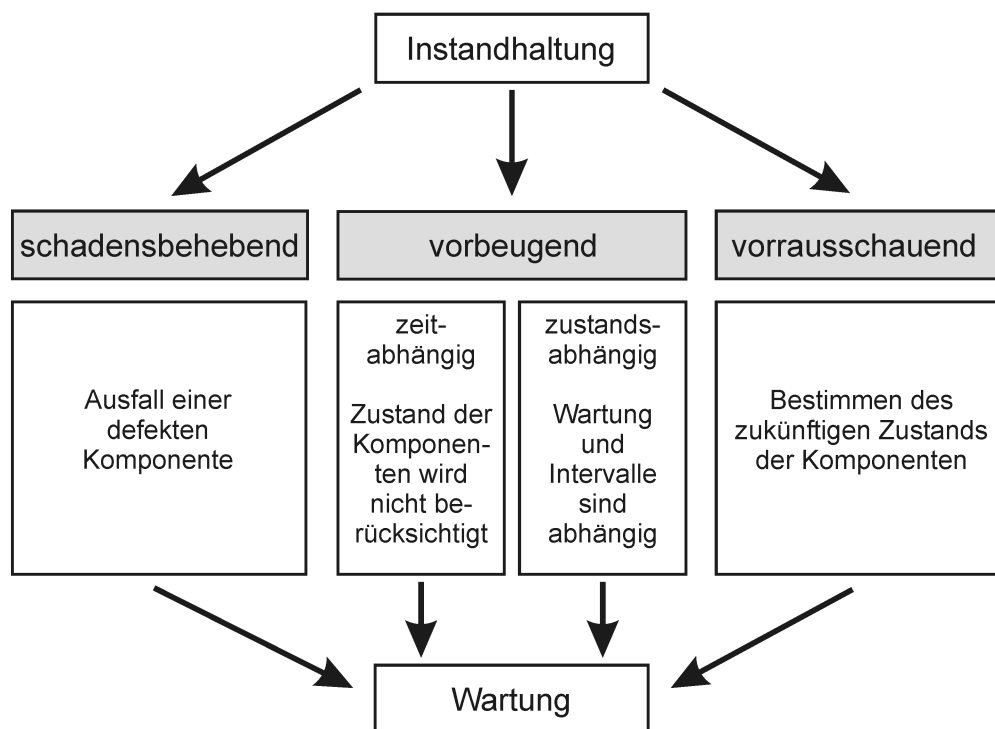


Abb. 2.3.: Einteilung der unterschiedlichen Instandhaltungsmethoden [Wol02]

- **Schadensbehebende Instandhaltung**

Die Komponenten der Anlage werden solange betrieben, bis es zu einem Ausfall kommt. Die durch den Ausfall entstehenden Stillstandskosten werden in Kauf genommen. Die Lösung ist daher nicht kostengünstig.

- **Vorbeugende Instandhaltung**

Um nicht zwangsläufig einen Stillstand in Kauf zu nehmen, wurde die vorbeugende Instandhaltung eingeführt. In definierten Abständen werden Inspektionen, Wartungen und vorbeugende Instandsetzungen durchgeführt.

Die einfachste Form ist eine *zeitabhängige Instandhaltung*, bei der in regelmäßigen Intervallen die notwendigen Wartungs- und Erhaltungsarbeiten durchgeführt und Teile ausgewechselt werden.

Eine weitere Möglichkeit besteht in der *zustandsabhängigen Instandhaltung*. Hierfür werden Kriterien benötigt, die Anhaltspunkte geben, wie hoch der noch zur Verfügung stehende Abnutzungsvorrat der Bauteile ist. Eine Voraussetzung ist die sichere Bestimmung des aktuellen Verschleißes und der noch verbleibenden Nutzungsdauer. Die Intervalle werden an den Zustand bei der letzten Inspektion angepasst.

- **Vorausschauende Instandhaltung**

Im Gegensatz zu den bisher genannten Verfahren stützt sich die vorausschauende Instandhaltung auf eine Prognose der Wertminderung und der Ausfallkosten mit dem Ziel, eine kostengünstige Optimierung der Funktionssicherheit der Anlage bzw. Pumpen zu erreichen. Voraussetzung hierfür ist eine systematische Schwachstellenanalyse, z.B. unter Verwendung der Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA). Diese ermöglicht es, zu erwartende Schäden und Ausfälle zu analysieren und die voraussichtliche Nutzungsdauer abzuschätzen.

Die vorausschauende Instandhaltung basiert auf den Informationen, die während der letzten Instandhaltung gewonnen wurden und auf Erfahrungswerten aus ähnlich gelagerten Schadensfällen. Dieses Verfahren kann verbessert werden, indem fortlaufend der Zustand von kritischen Parametern, wie Spaltmaß oder Lagerspiel, ermittelt wird. Dies hat folgende zusätzliche Vorteile:

- Vermeiden von unerwarteten Ausfällen
- Vermeiden von Reparaturkosten
- Vermeiden von unnötiger Bevorratung an Ersatzteilen und Vorhalten von Fachkräften

Voraussetzung für den Einsatz der vorausschauenden Instandhaltung ist das Wissen über den aktuellen Zustand des zu überwachenden Systems. Statt einer zeitlich punktuellen Überwa-

chung muss eine kontinuierliche Bestimmung des Systemzustands erfolgen. Geht man im ersten Fall davon aus, dass der Verschleiß zwischen den Inspektionszeitpunkten linear verläuft, können bei der kontinuierlichen Überwachung die einzelnen Trends beim Verschleiß bemerkt und auftretende, sprunghafte Veränderungen erkannt werden. Zur Realisierung dieser kontinuierlichen Überwachung muss das System, hier die Kreiselpumpe, über ein Sensorsystem verfügen, das den Zustand analysieren kann. Hierzu muss das System die notwendigen Messgrößen erfassen und aus ihrem Momentanwert sowie dem zeitlichem Verlauf die entsprechenden Schlüsse ziehen können.

2.2. Anforderungen aus Anwendersicht

Der Wunsch nach Einsparungen ist naturgemäß hoch; jedoch stehen den Einsparungen auch Investitionen gegenüber. Für den Ein- und Anbau eines Systems zur Zustandsüberwachung des Pumpenmoduls sind Kosten für Sensoren, für Elektronik zur Signalaufbereitung und schließlich für die Entwicklung von Auswertalgorithmen für die Sensorsignale notwendig. Um eine Kosten-Nutzen-Analyse durchführen zu können, muss bekannt sein, für welche Funktionalität ein Kunde bereit ist, Zusatzkosten zu tragen. Des Weiteren muss bekannt sein, welche Störungen und Schäden in welcher Häufigkeit auftreten. Mit Hilfe dieses Wissens ist es möglich, eine auf die Bauteile bezogene Wichtung der möglichen Störungen und Schäden aufzustellen. Auf dieser Basis können die notwendigen Detektions- und Diagnoseverfahren bestimmt werden.

Im Rahmen einer Betreiberumfrage zur Störungsfrüherkennung an Pumpen wurde für den Forschungsfond Pumpen des VDMA eine Marktanalyse bezüglich der Anforderungen durchgeführt [Tho95]. Sie ergab folgende Hauptanforderungen aus Sicht der Betreiber:

- Minimierung des zusätzlichen Aufwands bei Planung, Installation, Betrieb und Instandhaltung der Pumpe
- Online-Datenübertragung
- dezentrale Auswertung mit Klartextdiagnose
- minimale Anzahl von internen Messstellen
- Mehrkosten maximal 15% der Pumpenanschaffungskosten
- Fehlerrate (nicht erkannte Störungen): maximal 15%

Diese Punkte stecken einen groben Anforderungsrahmen für das zu konzipierende Sensorsystem ab.

2.3. Aufgaben des Sensorsystems

Die Aufgaben des integrierten Sensorsystems gliedern sich in vier Bereiche:

- Erfassung des aktuellen Betriebszustands der Kreiselpumpe
- Generierung von Informationen zur Instandhaltung
- Detektion von Schäden und Ausfällen im Sensorsystem und deren Kompensation mittels Rekonfiguration
- Übermittlung der gesammelten Informationen an die Leitwarte

Die einzelnen Punkte werden in den folgenden Abschnitten detailliert beschrieben.

2.3.1. Erfassung des Betriebszustands

Bei der Erfassung des Betriebszustands handelt es sich um die Bestimmung des aktuellen „Gesundheitszustands“ der Kreiselpumpe. Hierfür sind charakteristische Kenngrößen des Systems zu ermitteln und aufgetretene Störungen und Schäden zu detektieren.

Kenngrößen

Im Folgenden geht es vorrangig um die Bestimmung von hydraulischen Größen. Sie lassen sich in direkt zu erfassende, und damit messbare Größen, und in ableitbare Kenngrößen unterteilen. Die direkt zu erfassenden Betriebsgrößen sind:

- **Druck**, saug- und druckseitig p_{ein} , p_{aus}
- **Temperatur** ϑ
- **Volumenstrom** q_v
- **Drehzahl** n
- **elektischer Strom und Spannung** u , i_{wirk} , i_{schein}

Aus diesen Betriebsgrößen lassen sich weitere Größen ableiten, die als Pumpenkenngrößen bezeichnet werden. Zu ihnen zählen:

- **Förderhöhe** H
Maß für die Druckleistung einer Pumpe unter Berücksichtigung des spezifischen Gewichts des Fördermediums und dessen Geschwindigkeit in den Anschlussrohren.
- **hydraulische Leistung** P_{hyd}

- elektrische Leistung P_{el}
- Wirkungsgrad η
- NPSH-Wert

Der NPSH-Wert gibt an, wie hoch die Druckreserve ist, bevor die Flüssigkeit zu verdampfen beginnt. Damit ist der Wert ein Indikator für das Eintreten von Kavitation (Abschnitt 3.6.3).

Auf die Ableitung der hier aufgeführten Größen wird in Abschnitt 5.2 näher eingegangen.

Anpassen der Drehzahl

Die Drehzahlanpassung ist, neben dem Abschalten, die einzige Möglichkeit des zu konzipierenden Sensorsystems, auf die hydrodynamischen Vorgänge in der Kreiselpumpe Einfluss zu nehmen. Dies kann zum einen notwendig sein, um die Schadenswirkung einer vorliegenden Störung zu verringern, zum anderen, um den Wirkungsgrad zu optimieren.

Das Vorgehen bei der Wirkungsgradoptimierung soll anhand von Abbildung 2.4 erläutert werden.

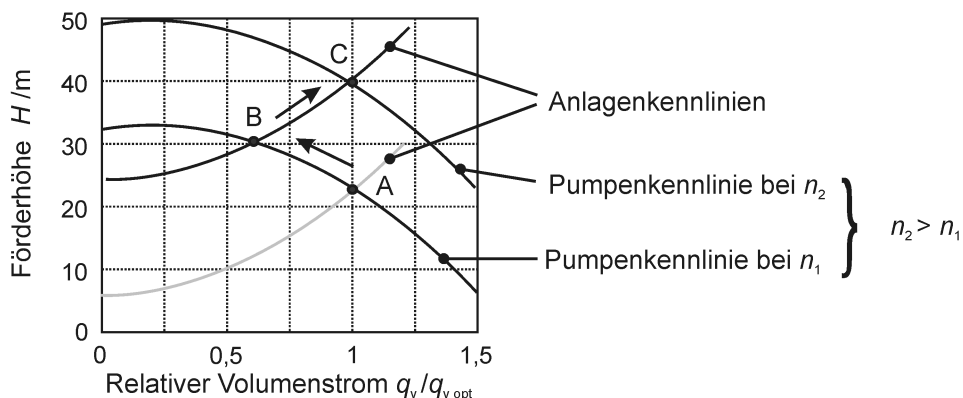


Abb. 2.4.: Anpassung der Kreiselpumpe durch Drehzahlerhöhung an die veränderte Anlagenkennlinie

Zwischen der Anlage und der Kreiselpumpe hat sich ein Gleichgewicht eingestellt, das als Arbeitspunkt A gekennzeichnet ist. Die Förderaufgabe verändert sich, der Gegendruck durch die Anlage wird größer. Der Arbeitspunkt verschiebt sich bis zum Punkt B, wo sich wiederum ein Gleichgewicht einstellt. Der Volumenstrom ist auf ca. 60 % des optimalen Volumenstroms gesunken. Die Drehzahl wird von n_1 auf n_2 erhöht, bis sich wieder der für die Drehzahl optimale Volumenstrom einstellt (Punkt C). Neben der Regelung auf den optimalen Volumenstrom

ist es auch möglich, auf einen definierten Volumenstrom oder eine definierte Förderhöhe zu regeln.

Störungen und Schaden detektieren

Das integrierte Sensorsystem soll akut auftretende Störungen und sich anbahnende bzw. vorhandene Schäden an und in der Kreiselpumpe detektieren. Als Störungen werden hier, in Abgrenzung zu Schäden, Ereignisse bezeichnet, die sich durch Änderungen von Betriebsparametern (Drehzahl, Fluidtemperatur, ...) beseitigen lassen. Werden Störungen nicht beseitigt, schädigen sie langfristig das Pumpenmodul. Das führt zu einem Ausfall der Kreiselpumpe.

Als Beispiel ist hier der „Trockenlauf“ zu nennen. Wie es der Name schon sagt, befindet sich in diesem Betriebszustand im Inneren der Pumpe kein Fluid. Die Gleitringdichtung, die zwischen Antriebswelle und Gehäuse sitzt, wird auf Grund der Reibung erwärmt. Im Normalfall führt das Fluid die entstehende Wärme ab. Diese Kühlung fehlt bei einem Trockenlauf und die Gleitringdichtung erwärmt sich immer weiter. Dieser Vorgang führt zu ihrer Zerstörung und damit zum Ausfall der Kreiselpumpe. Die Ursache für den Trockenlauf kann ein Ventil sein, das vor der Inbetriebnahme der Pumpe nicht geöffnet wurde.

Weitere Störungen und Schäden sind in Abschnitt 5.3.1 und 5.3.2 aufgeführt.

2.3.2. Informationen für die Instandhaltung

Im Normalfall werden bei einer Instandhaltung die Bauteile mitgeführt, die erfahrungsgemäß auszutauschen sind. Ist jedoch ein Bauteil betroffen, das nicht vor Ort verfügbar ist, muss es vom Lager beschafft werden. Im ungünstigsten Fall muss es erst hergestellt werden. In beiden Fällen steht die Anlage still.

Daher ist ein Sensorsystem von Vorteil, das schon im Vorfeld einer Instandhaltung Anhaltspunkte liefert, welche Maßnahmen notwendig und welche Bauteile oder Bauteilgruppen für eine zukünftig schnellere Reparatur erforderlich sind.

Des Weiteren ist eine Abschätzung wünschenswert, wie lange die Kreiselpumpe noch gefahrlos betrieben werden kann. Auch ein Hinweis auf die begrenzenden Faktoren für einen reibungslosen Betrieb ist wichtig.

2.3.3. Störungstoleranz des Sensorsystems

Der zusätzliche Nutzen eines Sensorsystems zur Zustandsüberwachung ergibt sich für den Betreiber nur, wenn die Kreiselpumpe verlässlicher funktioniert. Da Sensoren und elektro-

nische Komponenten oftmals eine geringere Lebenserwartung als Kreiselpumpen aufweisen, muss ein Verfahren gefunden werden, das die Verlässlichkeit des Gesamtsystems sichert, auch wenn ein Sensor gestört oder ausgefallen ist.

Die Erfassung des Betriebszustands basiert auf der Annahme, dass das Sensorsystem sich auf die von den Sensoren gelieferten Signale verlassen kann. Um dies zu gewährleisten, muss das Sensorsystem den Zustand seiner Sensoren überwachen und den Sensor identifizieren, der sich nicht mehr innerhalb seiner Spezifikationen befindet. Dessen Signal muss aus allen Messungen herausgenommen werden. Die fehlenden Informationen müssen durch eine Berechnung aus den verbleibenden Sensorsignalen gewonnen werden. Dieser Vorgang wird als Rekonfiguration bezeichnet. Die Kombination aus Selbstüberwachung und Rekonfiguration wird als Störungstoleranz bezeichnet.

2.3.4. Informationsübermittlung

Sämtliche durch das Sensorsystem gesammelten Daten sollen gespeichert und entsprechend weitergeleitet werden. Dies reicht von der Erfassung der Betriebsgrößen über die Zustandsgrößen von Kreiselpumpe und Sensorsystem bis hin zu den Informationen für die Instandhaltung. Dabei ist der Informationsfluss an die aktuellen Anforderungen anzupassen. Im störungsfreien Betrieb werden nur die Prozessdaten an die Leitwarte übermittelt. Kommt es zu Störungen oder Schäden, so müssen die relevanten Daten an die Leitwarte gemeldet werden, die für die Reaktion notwendig sind. Der Monteur vor Ort benötigt eine detaillierte Aussage, welche Störung vorliegt und welche Teile betroffen sind. Für den Pumpenhersteller ist für eine Verbesserung seiner Produkte die Historie von großem Interesse.

2.4. Zielstellung für das integrierte Sensorsystem

Die Aufgabe des Sensorsystems ist es, die Verlässlichkeit der Kreiselpumpe und damit des Prozesses zu erhöhen. Das Sensorsystem liefert die messtechnische Basis zur Erkennung von sich anbahnenden Schäden. Durch ein frühzeitiges Eingreifen der autarken Überwachung vor Ort wird einem Ausfall zuvorgekommen. Hohe Folgekosten werden vermieden und das übergeordnete System nicht belastet.

Außerdem können zusätzliche Betriebsgrößen bestimmt werden, um z.B. den Wirkungsgrad zu optimieren und zusätzliche Prozessgrößen zum Fahren der Anlagen bereitzustellen. Die Zahl externer Messstellen kann reduziert werden.

Ein weiterer Vorteil liegt in der Verringerung außerplanmäßiger Wartungsarbeiten und der

Verlängerung der Instandsetzungsintervalle. Eine Wartung findet statt, wenn sie wirklich notwendig ist und in den Produktionsablauf integriert werden kann.

Über die Lebenszeit der Pumpe betrachtet, amortisieren sich die anfänglich höheren Investitionskosten für eine Kreiselpumpe mit einem Sensorsystem. Ein zusätzlicher Vorteil, speziell in der verfahrenstechnischen Industrie, ist das Erkennen von gefährlichen Betriebszuständen, wie z.B. Trockenlauf, der eventuell zu einem kritischen Störfall der Anlage führen könnte. Der Lebenszyklus der Pumpe verlängert sich deutlich.

Für das zu konzipierende Sensorsystem ergeben sich somit folgende Einzelziele:

- Aktuellen Betriebszustand der Kreiselpumpe bestimmen, d.h.
 - Betriebsgröße erfassen
 - akute Störungen erkennen und auf sie reagieren
- Optimieren des Wirkungsgrades durch Anpassen der Drehzahl an die konkreten Anwendungsbedingungen
- Sensoren in der Anlage einsparen
- Aktuellen Betriebszustand an die Leitwarte übermitteln
- Vorausschauende Wartung ermöglichen

Aus diesen vier Zielen ergeben sich vier Hauptaufgaben für das Sensorsystem:

1. **Zustand der Kreiselpumpe erkennen**

Dies entspricht den ersten beiden Punkten in der vorherigen Aufzählung. Die für eine Zustanderkennung notwendigen Kenngrößen sind zu definieren und die Verfahren zu ihrer Bestimmung festzulegen.

2. **Wirkungsgrad optimieren**

Durch eine Veränderung der Drehzahl lässt sich der Wirkungsgrad optimieren.

3. **Integration eines Schadensfrüherkennungssystems für die Kreiselpumpe**

Aus den Sensordaten lassen sich Merkmale generieren, durch die auf sich anbahnende Schäden geschlossen werden kann.

4. **Sensorsystem ist tolerant gegenüber Eigenstörungen**

Das Hinzufügen der Einzelsensoren einschließlich der Signalverarbeitungselektronik darf die Gesamtzuverlässigkeit des Systems, bestehend aus Kreiselpumpe und Sensorsystem, nicht reduzieren. Daher ist ein leistungsfähiges Selbstüberwachungssystem zur Erkennung der Störungen im Sensorsystem zu implementieren. Dies hat Auswirkung auf die Zustandserfassung. Die notwendigen Kenngrößen müssen auf der Basis von Verfahren bestimmt werden, die eine hohe Verlässlichkeit aufweisen. Gegebenenfalls sind

neuartige Verfahren zu konzipieren, umzusetzen und ihre Eignung bezüglich Messunsicherheit zu testen. Darüber hinaus ist die gezielte Rekonfiguration des Sensorsystems anzustreben.

Diese Ziele wirken sich über die Lebenszeit der Pumpe kostensenkend aus. Dabei werden die zu erwartenden Einsparungen den erhöhten Pumpenanschaffungspreis übersteigen.

2.5. Stand der Technik für Zustands- und Diagnosesysteme

Im Folgenden werden bereits auf dem Markt erhältliche Zustands- und Störungsdiagnosesysteme beschrieben. Sie variieren sehr stark im Funktionsumfang und den Anschaffungskosten. Einige sollen zukünftig ohne Aufpreis mit der Pumpe ausgeliefert werden. Eine umfassende Diagnose ist mit hohen Anschaffungskosten für die Auswerteeinheit und die zusätzliche Sensorik verbunden (Produkte von KSB und ITT). Ferner müssen anwendungs- und pumpenspezifische Eigenschaften bestimmt und in der Auswerteeinheit hinterlegt werden. Die beschriebenen Systeme mit ihren Eigenschaften werden in Tabelle 2.1 gegenübergestellt.

Zu den Systemen im Einzelnen:

Die Firma KSB bietet ein System mit dem Namen „PumpExpert“ an (Abb. 2.5).

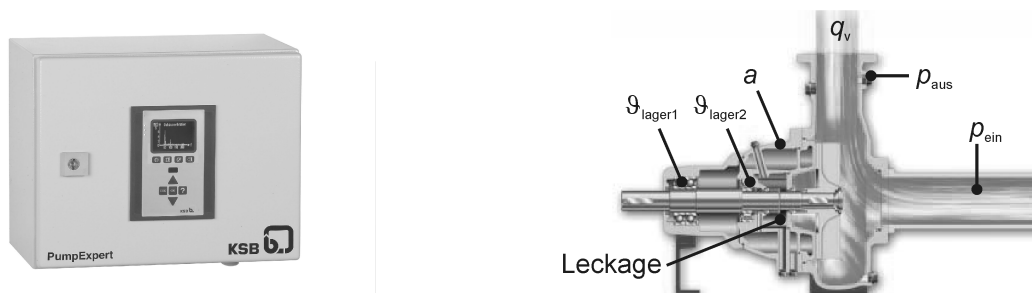


Abb. 2.5.: Auswerteeinheit des Systems „PumpExpert“ links und mögliche Messgrößen und -orte an der Kreiselpumpe rechts [KSB06b]

$\vartheta_{Lager1}, \vartheta_{Lager2}$: Lagertemperaturen; a : Körperschall; p_{ein}, p_{aus} : Drücke; q_v : Volumenstrom.

Es überwacht den Betrieb der Pumpe, diagnostiziert Störungen und Schäden und gibt dem Bedienpersonal eine klare Handlungsempfehlung. Ferner ist das System in der Lage, drohende Schäden frühzeitig zu erkennen und diese dem Bedienpersonal mitzuteilen. Ein Ausfall wird

Tabelle 2.1.: Auf dem Markt bzw. in der Entwicklung befindliche Sensorsysteme [Gra08]

(...): wahrscheinlich; J: Ja; N: Nein; W: Warnung; P: passive Warnung/ Alarm; X: Notabschaltung möglich; A: aktive Maßnahmen eingeleitet durch das System; kA: keine Angaben; s: Messung durch Sensor; a: wird aus anderen Sensorsignalen mittels Kennlinien abgeleitet.

	KSB Pump- Expert	ITT Pump- Smart	Netzsch PMT Pilot	Richter MNK	Wilo Stra- tos
modular/integriert	modular	modular	modular	integriert	integriert
Volumenstromausgabe	Js	Js+Ja	N	N	N
Teillast/ Überlast	Js,P	J,A,s+a	J,PX,s ^{*2}	J,P	J,A ^{*4}
Nullförderung	J,P	J,A,s+a	J,PX	J,P	(J,A) ^{*4}
Trockenlauf	J,P	J,A,s+a	J,PX	J,P	kA ^{*4}
Verstopfung	J,P	J,A	N	N	kA ^{*4}
Mindest-/Maxdrehzahl überschritten	J,P	J,A	N	N	N ^{*4}
Kavitationserkennung	J	J	J,PX	N	N
Medientemperatur	J	J	N	J	N
Lagerprobleme	J,P	N	N	N	N
Wellenabriss	J,P	kA	N	J	N
zusätzl. Systeminfor- mationen	J,P	kA	N	J	N
Antriebsmoment	J,P	J,(A)	N	J,(P)	N
zusätzliche Sensoren benötigt	J	N ^{*3}	N	N	N
Frequenzumrichter an- steuerbar, integriert	J ^{*1} , N	J, J	N, N	N, N	J, J
Kommunikation mit Leitsystem	J	J	N	J	N
Kosten	3.000 €	1.500 €	700 €	kostenlos	kostenlos

*1 Drehzahlregelung mit den zusätzlichen Modulen PumpDrive und PumpControl möglich.

*2 Volumenstrombestimmung über Leistungsinterpretation.

*3 Zur Motordatendiagnose und dem aus der Kennlinie errechneten Volumenstrom keine Sensoren notwendig, zur weiteren Überwachung z.B. Kavitationserkennung, werden zusätzlich Sensoren benötigt.

*4 Anpassung der Drehzahl an geforderte Förderhöhe. Eine Antiblockiererkennung ist integriert, eine aktuelle Drehzahlausgabe existiert nicht.

2. Zustandsüberwachung von rotodynamischen Pumpen

so verhindert. Im ersten Schritt der Überwachung werden die Messdaten auf ihre Abweichung vom idealen Zustand überprüft, die Messdaten miteinander verknüpft und die relevanten Informationen gebündelt.

Die Fähigkeiten des Systems „PumpExpert“ sind stark von den eingesetzten Sensoren abhängig. Der Hersteller verkauft lediglich die Auswerteeinheit. Erwerb, Implementierung der Sensorik und die pumpenspezifischen Einstellungen in der Software müssen separat durchgeführt werden. So kann eine vollständige Zustandsanalyse unter Verwendung von Sensoren zur Erfassung von Ein- und Austrittsdruck, Volumenstrom sowie der Motorkennndaten über den Frequenzumrichter erfolgen. Durch das Hinzufügen weiterer Sensoren im Pumpen- und Motorgehäuse können zusätzlich auch Störungen wie Lagerüberhitzung oder übermäßige Schwingungen detektiert werden. Abhängig von den Kundenanforderungen kann ein komplettes Diagnosesystem den Anschaffungspreis der zu überwachenden Pumpe deutlich übersteigen. Eine Kombination von Diagnose und Regelung der Pumpe ist nur mit der Beschaffung zusätzlicher Elemente wie z.B. dem Modul PumpDrive möglich [KSB06b].

Beim System „PumpSmart“ (Abb. 2.6) der Fa. ITT Corporations handelt es sich um einen Frequenzumrichter mit integrierter Prozessüberwachung.

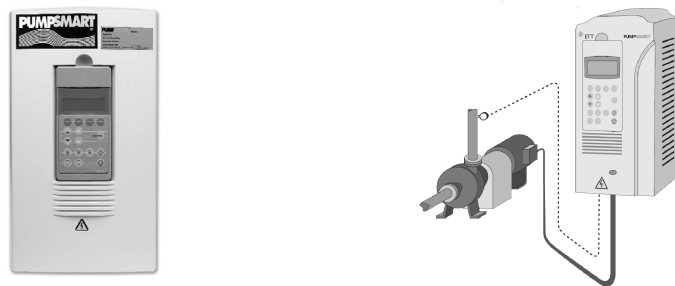


Abb. 2.6.: Auswerteeinheit von ITT Pumpsmart (links) und in Verbindung mit einer Kreiselpumpe mit Drucksensor (rechts) [ITT07]

Das System kann autark die Kreiselpumpe überwachen oder in Verbindung mit dem Prozessleitsystem die Kreiselpumpe betreiben. Ferner besteht die Möglichkeit, bis zu vier Kreiselpumpen mit einem „PumpSmart“-System zu koppeln, um eine gemeinsame Förderaufgabe zu realisieren. Die Diagnosefähigkeit ist abhängig von den in die Kreiselpumpe integrierten Sensoren. In der Grundausstattung wird die Pumpe so angesteuert, dass der Pumpenwirkungsgrad im Optimum liegt. Zusätzlich verhindert das System, dass die Kreiselpumpe in einem schädlichen Betriebszustand, z.B. Trockenlauf, betrieben wird. Werden zusätzlich Sensoren an der Kreiselpumpe angebracht, können das Eintreten von Kavitation, eine Motorunwucht oder die Drücke an Zu- und Ablauf bestimmt werden. Eine Besonderheit des Systems ist die Mög-

lichkeit, den Volumenstrom mittels der Größen Drehzahl, Drehmoment und hinterlegten, charakteristischen Betriebspunkten der Kreislumpumpe zu bestimmen [ITT06], [ITT07], [ITT08]. Das Produkt PMT- Pilot der Firma NETZSCH Mohnopumpen GmbH überwacht mittels eines Körperschallsensors die Schwingungen des Pumpengehäuses (Abb. 2.7). Durch Analyse des Frequenzspektrums kann die Auswerteeinheit bestimmen, ob die Pumpe im Normalbetrieb läuft. Eine Unterscheidung zwischen Trockenlauf, Kavitation und Überhitzung als Ursache für die Abweichung vom optimalen Betriebspunkt ist möglich.

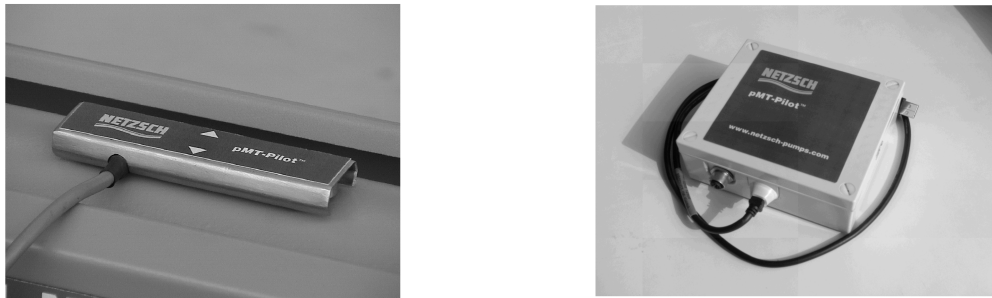


Abb. 2.7.: Beschleunigungssensor (links) und Auswerteeinheit (rechts) [Sch06]

Das System ist auch in der Lage, die Pumpe bei Eintreten einer Störung abzuschalten, um weitere Schädigungen zu vermeiden. Das Messsystem ist innerhalb weniger Minuten zu installieren, auch nachträglich: der Körperschallsensor wird per Magnet auf die Pumpe aufgesetzt und über eine USB-Leitung mit einem PC verbunden. Die einfache Montage ermöglicht einen mobilen Einsatz an mehreren zu überwachenden Pumpen. Der Preis liegt bei etwa 700 €. Es ist somit das kostengünstigste System in Modulform zur Überwachung großer Pumpen [Sen06], [Sch06].

Die Firma Richter Chemie-Technik GmbH stattet ihre Pumpen der MNK-Reihe mit dem kostenlosen Zustandserkennungssystem „Saferun“ aus (Abb. 2.8).

Das System meldet Änderungen des Betriebszustandes, die Rückschlüsse auf den Betrieb der Pumpen in Bezug auf die vom Hersteller angegebenen zulässigen Einsatzbereiche ermöglichen. Die Meldungen sind als Hilfestellung für den Betreiber zu verstehen, um kritische Zustände zu vermeiden, die über einen längeren Zeitraum zu Schäden oder gar zum Ausfall der Pumpe führen können. Das System erfasst das an der Magnetkupplung der Pumpe wirkende Drehmoment und vergleicht es kontinuierlich mit Referenzwerten. Deren Über- und Unterschreitung werden als Ereignis gemeldet und über farbige Leuchtdioden (LEDs) im Gehäusedeckel angezeigt. Bis zu 2000 Datensätze werden in einem nichtflüchtigen Speicher festgehalten und können über die Funkschnittstelle mit einem dafür ausgerüsteten Handheld ausgelesen werden. Das zur Spannungsversorgung verwendete Anschlusskabel dient gleichzeitig zur



Abb. 2.8.: Kreiselpumpe mit „Saferun“-Modul zur Überwachung des Betriebszustands [Ric08]

Ausgabe eines analogen Stromsignals. Der Ausgangsstrom ist abhängig von der Parametrierung. Durch die integrierte HART-Fähigkeit des Systems können zusätzliche Informationen zur Weiterverarbeitung (Temperatur, Drehzahl, Drehmoment) an ein übergeordnetes Prozesssystem geleitet werden.

Die Firma Wilo SE ist auf Pumpen für die Gebäudeautomatisierung spezialisiert. Die Pumpenreihe „Stratos“ wird bereits vom Hersteller mit einem System zur Zustandserkennung und Betriebspunktanpassung ausgerüstet (Abb. 2.9).



Abb. 2.9.: Pumpe der Reihe „Wilo Stratos“ mit Zustandserkennung [Wil07]

Die Sensorik ist ab Werk in die Pumpe integriert. Der Frequenzumrichter und die Elektronik mit der Software zur Betriebszustandserkennung und Druckregelung sind am Pumpengehäuse angebracht. Nach dem Einstellen der Grenzwerte erfolgt die Regelung selbstständig. Die Gebäudeautomatisierung verlangt eine konstante Druckerhöhung durch die Pumpe. Der Fokus der Zustandserkennung liegt auf der energieeffizienten Aufrechterhaltung der Druckdifferenz. Sie wird über den im Gehäuse integrierten Differenzdrucksensor bestimmt. Das zusätzliche Diagnosesystem verschafft der Fa. Wilo einen erheblichen Wettbewerbsvorsprung durch die Verringerung des Energieverbrauchs und damit eine Kostenersparnis für den Anwender. Der

Preis für die “Wilo Stratos“ ist vergleichbar mit Konkurrenzprodukten. Somit wird effektiv kein Aufpreis für die Regelung veranschlagt, und die Energiekostensparnis kommt ganz dem Kunden zugute [Wil06][Wil07].

Das System von KSB besitzt die umfangreichsten Möglichkeiten zur Störungs- und Zustandsdiagnose. Durch den modularen Aufbau kann das System an die Anforderungen des Betreibers bezüglich der Kosten für die zu integrierenden Sensoren und der Funktionalität angepasst werden. Dabei ist die Wahl der Sensoren für die Funktionalität maßgebend. Das von ITT vertriebene System „PumpSmart“ ist dem von KSB sehr ähnlich. Die Funktionalität und die Anzahl der einsetzbaren Sensoren sind jedoch deutlich geringer. Als einziges System weist es die Möglichkeit auf, den Volumenstrom indirekt aus anderen Messgrößen abzuleiten.

Das Konzept von PMT Pilot von Netzsch ist primär auf die mobile Detektion von Pumpenstörungen ausgelegt. Der zur Messung des Körperschalls genutzte Sensor kann per Magnetfuß an das zu untersuchende Pumpengehäuse angebracht werden. Die Auswerteeinheit ist in einer Box untergebracht, die ihre Diagnose an einen mobilen Rechner (PDA, Smartphon oder Laptop) ausgibt. Durch die Mobilität ist die Einheit ideal für das Wartungspersonal geeignet, das bei einem Verdacht kurzfristig eine Untersuchung durchführen kann. Da das System nicht dauerhaft angebracht ist, muss die Reaktion auf die Untersuchungsergebnisse durch das Personal erfolgen.

Das Überwachungssystem von Richter überprüft, ob sich die Kreiselpumpe in einem ungünstigen Betriebszustand befindet. Ist das der Fall, so wird es über Signalleuchten angezeigt und eine Störung an die Leitwarte gemeldet. Die Meldungen sind als Hilfestellung zu verstehen, um kritische Zustände zu vermeiden. Durch den ab Werk integrierten Magnetfeldsensor ist keine Einstellung von Seiten des Betreibers notwendig.

Die Baureihe „Strato“ der Wilo SE ist auf die Optimierung des Pumpenwirkungsgrads ausgelegt. Da die Pumpen in der Gebäudeautomatisierung eingesetzt werden, wird die Drehzahl so angepasst, dass die gewünschte Druckdifferenz aufrechten erhalten wird und gleichzeitig die Aufnahme elektrischer Energie möglichst gering ist.

Das System „PumpExpert“ ist dem zu konzipierenden störungstoleranten Sensorsystem am nächsten. Keines der vorgestellten Systeme verfügt über eine Selbstüberwachung der Sensorsignale und kann sich folglich auch nicht rekonfigurieren. Die Störung oder Ausfall eines Sensors führt unweigerlich zu einer Störung des Überwachungssystems, wodurch möglicherweise falsche Aussagen über den Betriebszustand der Kreiselpumpe getroffen werden. Im Idealfall merkt das System die Unzulänglichkeit und meldet eine unbekannte Störung. Die für eine Überwachung und Rekonfiguration notwendigen Reserven sind nicht vorhanden.

2.6. Schlussfolgerungen für das zu konzipierende Sensorsystem

Die Defizite der am Markt erhältlichen Überwachungssysteme ist die fehlende Selbstüberwachung und Rekonfiguration im Falle einer Sensorstörung oder -ausfalls. Daher liegt der Schwerpunkt dieser Forschungsarbeit in der Entwicklung eines störungstoleranten, integrierten Sensorsystems für Kreiselpumpen. Zur Sicherung dieser Ziele werden im Rahmen des Forschungsprojektes die in Abschnitt 2.4 angegebenen Ziele auf folgende Punkte reduziert:

- Sicherung der Betriebszustandserkennung durch Integration von zusätzlichen miniaturisierten Sensoren in die Pumpe. Die Miniaturisierung ermöglicht eine rückwirkungsfreie Messung des Drucks.
- Sicherung der Speisung und Signalverarbeitung der Sensoren durch eine angepasste, zentrale Auswerteeinheit unmittelbar an der Pumpe.
- Selbstüberwachung und Rekonfiguration des Sensorsystems durch eine in die Auswerteeinheit implementierte Software.
- Sicherung eines kostengünstigen Systems mit möglichst wenigen Sensoren gleichen Typs.

Zur Umsetzung dieser Zielstellungen sind folgende fachliche Fragestellungen intensiv zu untersuchen:

- Welche Mess- und Kenngrößen beschreiben exakt den Pumpenzustand?
- Welche Messverfahren eignen sich zur Bestimmung der Messgrößen?
- Welche Sensorprinzipien sind zur Umsetzung der Messverfahren am geeignetsten?
- Wo liegen die Messstellen mit der höchsten Auflösung und der geringsten Messunsicherheit?
- Wie lässt sich die Zahl der Messstellen durch den Einsatz geeigneter Sensoren und Messstellenwahl reduzieren?
- Wie und in welcher Form ist die Signalverarbeitung aufzubauen?
- Welche Algorithmen sind zur Berechnung der Kenngrößen am geeignetsten?
- Wie lassen sich die Algorithmen in der Signalverarbeitung in Echtzeit umsetzen?
- Welche Verfahren und Methoden sind zur Sicherung von Störungstoleranz von Sensoren für diese Aufgabenstellung besonders gut geeignet?
- Wie lassen sich Sensorstörungen und -ausfälle am besten simulieren?

Im Anschluss an die Klärung der Fragestellungen sind diese am Pumpendemonstrator umzusetzen und experimentelle Tests durchzuführen. So kann der Nachweis erbracht werden, dass der jeweils gewählte Ansatz zweckmäßig ist.

Fragen der Schadensfrüherkennung für die Kreiselpumpe bleiben in dieser Arbeit ausgeklammert. Die Gründe liegen zum einen in der Tatsache, dass zunächst ein funktionstüchtiges Sensorsystem als Arbeitsgrundlage erstellt werden muss. Zum anderen sind Untersuchungen notwendig, um zu ermitteln, wie sich zukünftige Schäden schon im Vorfeld bemerkbar machen. Hierfür sind entsprechende Langzeitmessungen an Versuchspumpen notwendig. Die Bearbeitung der Schadensfrüherkennung kann, im Rahmen eines Folgeprojektes, auf dem konzipierten Sensorsystem erfolgen.

3. Messtechnische Voruntersuchungen und Konzeption des integrierten Sensorsystems

Zu Beginn dieses Kapitels wird auf den Aufbau und die Funktionsweise von Kreiselpumpen eingegangen. Ferner werden ihre charakteristischen Kennfelder und Ähnlichkeitsgesetze vorgestellt und der für die messtechnischen Untersuchungen notwendige Kreiselpumpenprüfstand beschrieben, der sich am Institut für Fluidsystemtechnik der TU Darmstadt befindet.

Im Anschluss wird auf die durch das System zu erfassenden, direkt zu messenden Größen eingegangen. Zwei dieser Größen werden künftig abgeleitet: der Volumenstrom und die Drehzahl. Die hierfür in Frage kommenden Verfahren und ihre Eignung zur Bestimmung der Größe werden im Detail diskutiert.

Ferner wird auf das „Phänomen“ Kavitation eingegangen. Es ist die gravierendste Störung im Betriebsablauf und muss daher vom Sensorsystem erkannt werden, um langfristige Schäden zu vermeiden.

Zum Schluss wird das Konzept für das integrierte Sensorsystem vorgestellt.

3.1. Aufbau und Funktionsweise von rotodynamischen Pumpen

Die Kreiselpumpe gehört zur Familie der Strömungsmaschinen. Sie dienen der Förderung von Fluiden mittels eines stetig rotierenden Schaufelrades (Abb. 3.1). Die Grundlage bildet eine Tragscheibe, die rotationssymmetrisch auf der Antriebswelle befestigt ist und das Drehmoment aufnimmt. Auf der Tragscheibe sind die einzelnen Schaufeln befestigt, die die mechanische Energie durch Rotation auf das Fluid übertragen. Die auf die Flüssigkeit wirkenden

Zentrifugalkräfte „drängen“ sie nach Außen. Die Kraft F auf ein Fluidpaket mit der Masse m nimmt nach

$$F = mr_{\text{Rad}}\omega^2, \omega = 2\pi n/60 \quad (3.1)$$

von innen nach außen über den Radius r_{Rad} linear zu. Dies hat zur Folge, dass das Fluid am Außenradius einen Überdruck aufbaut und im Schaufelradmittelpunkt ein Unterdruck entsteht. Dieser ist bestrebt, das Fluid in der Kammer zu halten. Da von der Laufradmitte her Fluid nachströmen kann, ergibt sich ein gerichteter Fluss vom Radmittelpunkt hin zur Außenkante.

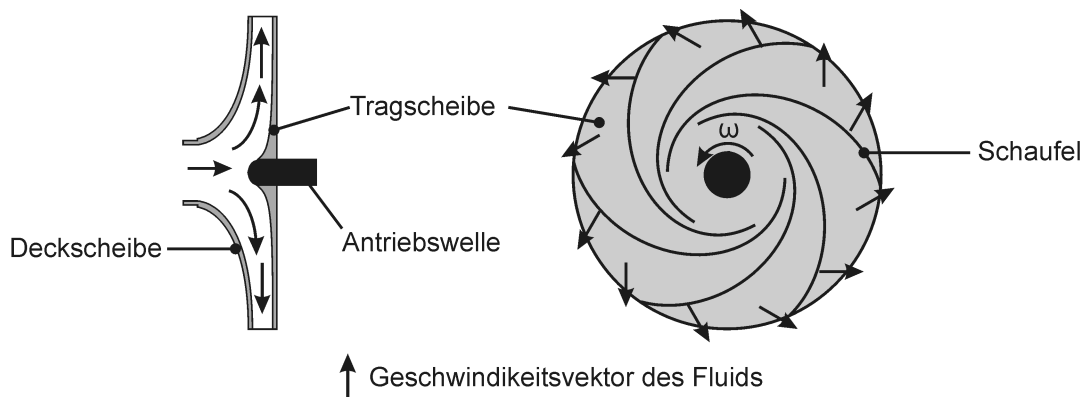


Abb. 3.1.: Skizze des Schaufelrades

links: seitlicher Schnitt durch das Schaufelrad; rechts: Frontalsicht auf das Laufrad ohne Deckscheibe.

Um zu verhindern, dass das Fluid seitlich den Schaufeln ausweicht, ist auf den Schaufeln, parallel zur Tragscheibe, eine Deckscheibe montiert. Sie bildet in radialer Richtung, zusammen mit den Schaufeln und der Tragscheibe, Kanäle, die als Schaufelkammern bezeichnet werden. Damit dieser Fördervorgang effizient und gerichtet abläuft, muss die entstehende Fluidströmung durch ein Gehäuse geführt werden.

Der Innenaufbau der Kreiselpumpe ist in Abbildung 3.2 aus Sicht des senkrecht zur Bildebene anströmenden Fluids skizziert. Die Deckscheibe des Schaufelrades wurde aus Gründen der besseren Verständlichkeit weggelassen. Das Fluid strömt durch den Saugstutzen in die Pumpe hinein. Dort trifft es auf das Schaufelrad, das sich entgegen des Uhrzeigersinns dreht. Das Fluid wird radial abgelenkt und fließt in die Schaufelkammern hinein. In den Kammern wird mechanische Energie auf das Fluid übertragen, in dem es in Umfangsrichtung beschleunigt wird. Da die Strömung auf gekrümmten Bahnen verläuft, steigt der statische Druck an [Gül99]. Das Fluid verlässt das Schaufelrad, durchfließt den Diffusor und gelangt in die Spirale, die das Fluid zum Austrittsstutzen leitet.

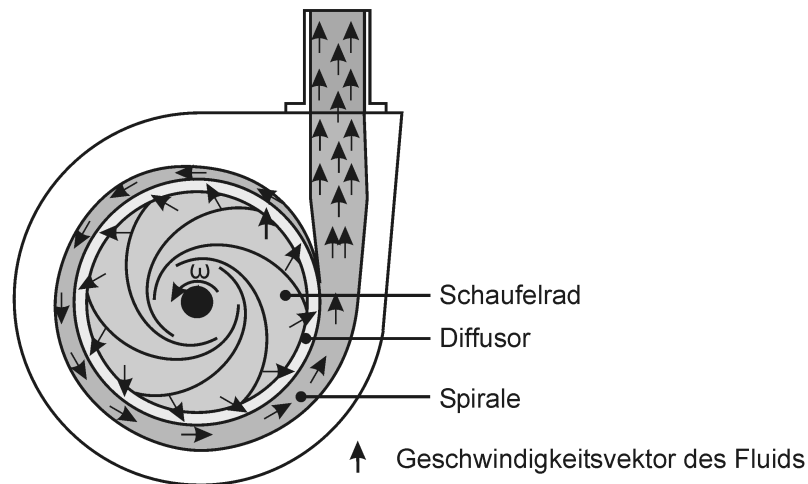


Abb. 3.2.: Skizze zum Verlauf des Volumenstroms durch die Kreiselpumpe

Im Auslegungspunkt ist die Geschwindigkeit des Fluids in der Spirale die gleiche wie die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades. Somit werden Verluste auf Grund von Stößen der Fluidpakete untereinander und Wirbelbildung verhindert. Abbildung 3.3 stellt einen Schnitt in Richtung der Antriebswelle dar.

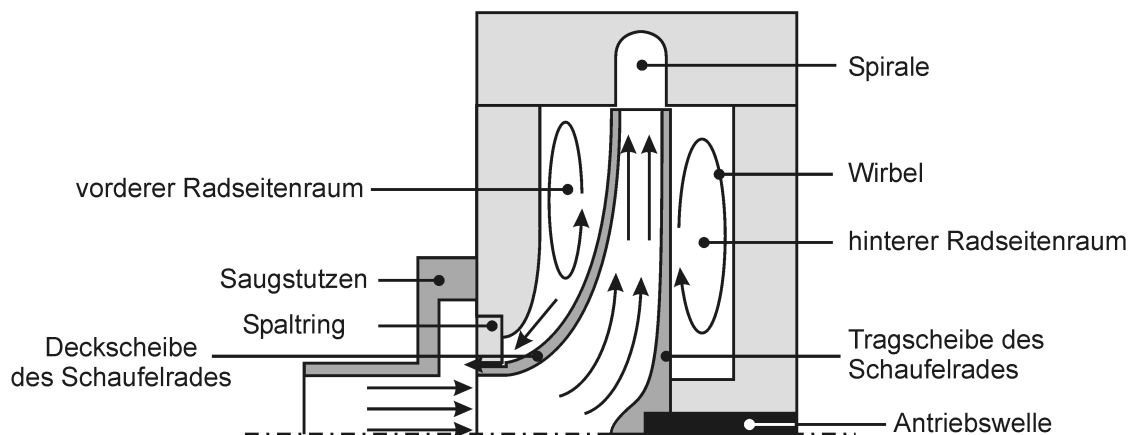


Abb. 3.3.: Halbschnitt durch die Kreiselpumpe

Von links kommend fließt das Wasser durch den Saugstutzen in die Pumpe hinein, wird durch das Laufrad beschleunigt und gelangt in die Spirale. Zwischen dem Gehäuse und dem Laufrad befinden sich mit Wasser gefüllte Bereiche, die sogenannten Radseitenräume. Der hintere Radseitenraum ist gegen das Lager und die Umwelt mittels einer Gleitringdichtung abgedichtet. Der vordere ist über den Dichtspalt mit dem Ansaugbereich verbunden. Anders als

es der Name vermuten lässt, ist der Dichtspalt nicht komplett geschlossen, sondern weist eine definierte Breite auf. In der Versuchspumpe kann dieser mittels entsprechender Spaltringe in 100 μm -Schritten zwischen 0,1 bis 0,5 mm für Testzwecke variiert werden. Durch diese „Leckage“ kommt es zu einer Durchströmung des Radseitenraums von der Druck- zur Saugseite. Der durch das Laufrad geförderte Volumenstrom $q_{v \text{ brutto}}$ wird um diesen Betrag verringert (ca. 1-2 % von $q_{v \text{ brutto}}$). Da alle Oberflächenkomponenten eine Reibung aufweisen, kommt es zu einer Reibung zwischen dem Fluid und der Oberfläche. Einerseits wird das Fluid durch die Deck- und die Tragscheibe im Radseitenraum beschleunigt, wodurch es sich radial nach außen bewegt. Andererseits bremst die Gehäuseoberfläche das fließende Fluid ab. Durch diese Wechselwirkung bilden sich in den Radseitenräumen Wirbel aus, die den Durchfluss reduzieren.

Am Saugstutzen bilden sich ebenfalls Wirbel aus. Sie werden durch den Volumenstrom hervorgerufen, der durch den Dichtspalt fließt.

3.2. Kennlinien und Ähnlichkeitsgesetze

Darstellung in Kennfeldern

Die Darstellung der Pumpeneigenschaften erfolgt in Diagrammen und basiert in der überwiegenden Zahl der Fälle auf dem Volumenstrom q_v . In Abbildung 3.4 ist die sogenannte „Drosselkurve“ qualitativ dargestellt.

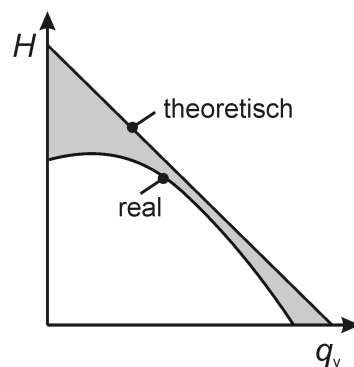


Abb. 3.4.: Reale und theoretische Drosselkurve einer Kreiselpumpe

Sie beschreibt die Förderhöhe H über dem Volumenstrom q_v bei konstanter Drehzahl. Theoretisch beschreibt die Kurve eine Gerade zwischen maximalem Volumenstrom und maximaler Förderhöhe bei konstanter Drehzahl. Auf Grund von auftretenden Verlusten liegt die reale

Kurve darunter. Die Differenz zwischen den beiden Kurven (graue Fläche) kennzeichnet die Verlustenergie in Form von Wirbeln und Stößen der Fluidpakete untereinander. Je geringer der Abstand zwischen den beiden Kurven, desto höher ist der Wirkungsgrad.

Muschelkurven

In Abbildung 3.5 sind die Drosselkurven bei unterschiedlichen Drehzahlen dargestellt (schwarze Linien). Die Drehzahl steigt von links unten nach rechts oben an. Der Punkt A kennzeichnet den hydraulischen Auslegungspunkt der Kreiselpumpe bei Nenndrehzahl und ist zugleich der Punkt des höchsten Wirkungsgrades. Um diesen können Linien gleichen Wirkungsgrades bestimmt werden, die als „Muschelkurven“ bezeichnet werden (graue Linien). Der Wirkungsgrad nimmt von außen in Richtung Arbeitspunkt A zu. Anhand dieser Linien lässt sich ablesen, ob sich durch eine Erhöhung oder Verringerung der Drehzahl eine Verbesserung des Wirkungsgrades erzielen lässt. Auch Randbedingungen, wie gleich bleibender Volumenstrom q_v oder Förderhöhe H , können berücksichtigt werden.

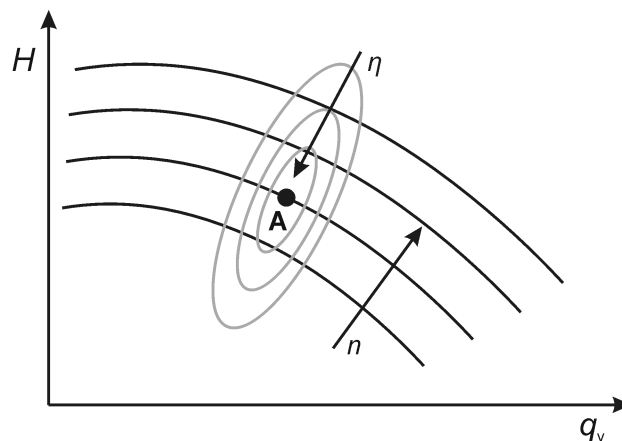


Abb. 3.5.: Drosselkurven (schwarze Linien) einer Kreiselpumpe mit Linien (grau) gleichen Wirkungsgrades (Muschelkurven) [DBG01]

Ähnlichkeitsgesetz

Das Betriebsverhalten einer Kreiselpumpe bei einer Drehzahl n und einem Fluid lässt sich unter bestimmten Voraussetzungen auf

- andere Drehzahlen,

- andere Fluide und
- andere Kreispumpen

übertragen. Die Voraussetzung ist eine bestehende konstruktive Ähnlichkeit der Kreispumpen und deren Betriebszustände. Hierfür müssen die Kreispumpen eine geometrische und eine strömungsmechanische Ähnlichkeit aufweisen. Nach der allgemeinen Ähnlichkeitstheorie sind die Bedingungen erfüllt, wenn die für die betrachteten Vorgänge maßgebenden dimensionslosen Kennzahlen den gleichen Zahlenwert aufweisen.

Da Kreispumpen Strömungsmaschinen sind, werden deren Kenngrößen auf die Drehzahl n skaliert (vgl. Gleichung (3.1)). Die wichtigsten Relationen sind:

$$q_v \sim n \quad (3.2)$$

$$H \sim n^2 \quad (3.3)$$

$$P_{\text{hyd}} \sim n^3 \quad (3.4)$$

q_v bezeichnet den Volumenstrom, H die Förderhöhe und P_{hyd} die hydraulische Leistung.

3.3. Kreispumpenprüfstand

In Abbildung 3.6 ist der Kreispumpenprüfstand dargestellt.

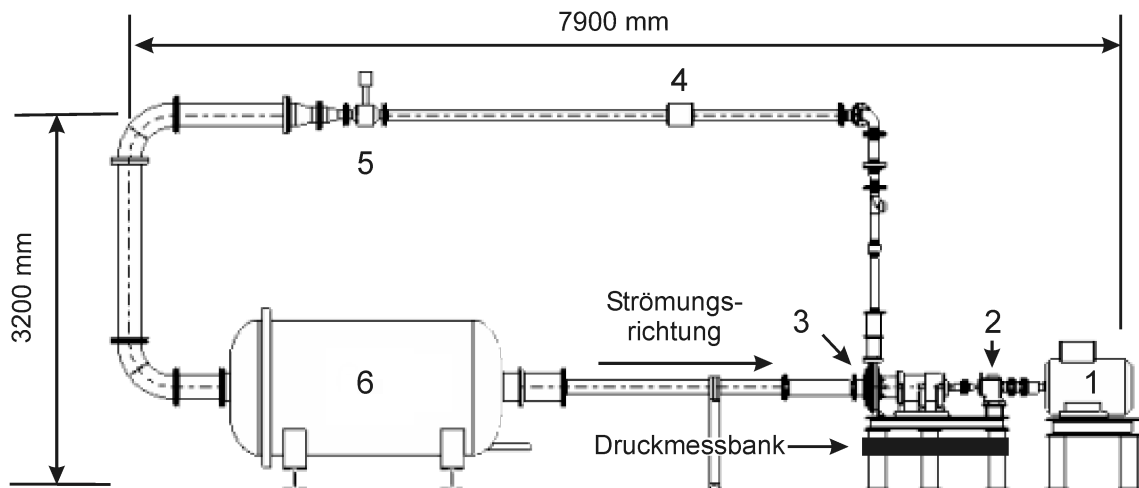


Abb. 3.6.: Skizze des Pumpenprüfstands [Mün99]

1: Asynchronmotor; 2: Drehmoment- und Drehzahlmesswelle; 3: Kreispumpe;
4: Volumenstromsensor; 5: Drosselventil; 6: Beruhigungsbehälter

Ein Asynchronmotor (1) treibt über eine Antriebswelle die Pumpe (3) an. Zur Messung des Drehmoments und der Drehzahl dient ein in die Antriebswelle integrierter elektromechanischer Sensor (2).

Der Prüfstand ist als Kreislauf konzipiert: Das Wasser wird durch das Ansaugrohr aus einem Beruhigungsbehälter (6) zur Pumpe geführt. Durch die Pumpe wird der statische Druck des Wassers erhöht. Anschließend durchströmt das Wasser einen Volumenstromsensor (4) und das Drosselventil (5) in Richtung des Beruhigungsbehälters. Das Drosselventil wird manuell oder per Fernsteuerung verstellt. Die Veränderung des Volumenstroms q_v dient der Aufnahme von Pumpenkennlinien. Der Beruhigungsbehälter erfüllt mehrere Funktionen: Einerseits dient er als Zwischenspeicher für das Wasser im Kreislauf, andererseits erfolgt eine Entkoppelung der Strömungsverhältnisse zwischen Saug- und Druckbereich der Kreiselpumpe. Dieses Vorgehen soll verhindern, dass die durch das Ventil erzeugten Wirbel und Strömungen in den Ansaugbereich gelangen und die hydraulischen Eigenschaften der Kreiselpumpe beeinflussen. Ferner ist ein Druckluftanschluss am Behälter verfügbar. Über diesen kann der statische Druck im Kreislauf variiert und sein Einfluss auf die unterschiedlichen Betriebspunkte der Kreiselpumpe bestimmt werden. Die am Prüfstand einstellbaren Parameter sind in Tabelle 3.1 aufgeführt.

Tabelle 3.1.: Einstellbare Parameter am Pumpenprüfstand

Parameter	einstellbarer Bereich
q_v	0...180 m ³ /h
n	0...3000 U/min
p_{stat}	0...4 bar
P_{el}	0...45 kW

3.4. Verwendete Sensorik für messtechnische Untersuchungen

Für die Voruntersuchungen werden zunächst die am Institut FST vorhandenen Sensoren verwendet. In Tabelle 3.2 sind die Wirkprinzipien und ausgewählte Kennwerte der Sensoren zusammengestellt. Aus den Messergebnissen sollen dann die Anforderungen für die später zu integrierenden Sensoren abgeleitet werden. Hierzu zählen der erforderliche Messort, der Messbereich und die Mindest-Messunsicherheit.

Tabelle 3.2.: Übersicht der eingesetzten Sensoren

Messgröße	Model, Hersteller	Sensorprinzip	Messbereich	Messunsicherheit [%]
Absolutdruck	PAA-23/8465 Keller	piezoresistiv, Silizium	0 - 5 bar 0 - 10 bar 0 - 15 bar	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$
Absolutdruck	ADZ-8-40.1-I ADZ Sensortechnik	resistiv, Dünnschicht	0 - 15 bar	$F_{\text{red}} = \pm 1,5$
Absolutdruck	XTM 190 Kulite	piezoresistiv, Silizium	0 - 7 bar	$F_{\text{red}} = \pm 1$
Temperatur	TM-45/4 PT100	resistiv, Platin- Messwiderstand	0 - 50°C	$F_{\text{red}} = \pm 0,1$
Drehzahl	0130/03 AE 2 Staiger Mohilo	optisch, Reflex- lichtschranke	0 - 3000 U/min	$F_{\text{red}} = \pm 0,03$
Drehmoment	0130/03 AE 02-100 Staiger Mohilo	resistiv, Metall-DMS	0 - 100 Nm	$F_{\text{red}} = \pm 0,1$
Volumenstrom	COPA-XM DN80 Fischer und Porter	Magnetisch- induktiv	0 - 180 m ³ /h	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$

Drucksensoren

Für die statische Messung des Drucks werden Sensoren der Firma Keller mit piezoresistiven Messelementen verwendet. Ihre Messunsicherheit liegt bei $F_{\text{red}} = \pm 0,2 \%$. Die Drucksensoren sind in eine Druckmessbank integriert (Abb. 3.7), so dass sich die Sensoren auf gleicher Höhe befinden, die als Systemhöhe bezeichnet wird. Auf sie werden alle Drücke in der Kreiselpumpe bezogen. Über Fühlleitungen gelangt der Druck von den Messstellen zu den Sensoren. Durch Ventile werden die gewünschten Drücke auf die Sensoren „aufgeschaltet“. Eine Entlüftung der Leitungen kann vorgenommen werden.

Für die dynamischen Druckmessungen bis 1 kHz finden Sensoren der Firma ADZ Sensortechnik GmbH, Typ ADZ-S-40.1-I, Verwendung. Der Vorteil gegenüber den Sensoren der Firma Keller liegt in der direkten Montagemöglichkeit an der gewünschten Messstelle am Kreiselpumpengehäuse.

Für die Untersuchungen der Kavitation wurden Absolutdrucksensoren der Firma Kulite, Typ

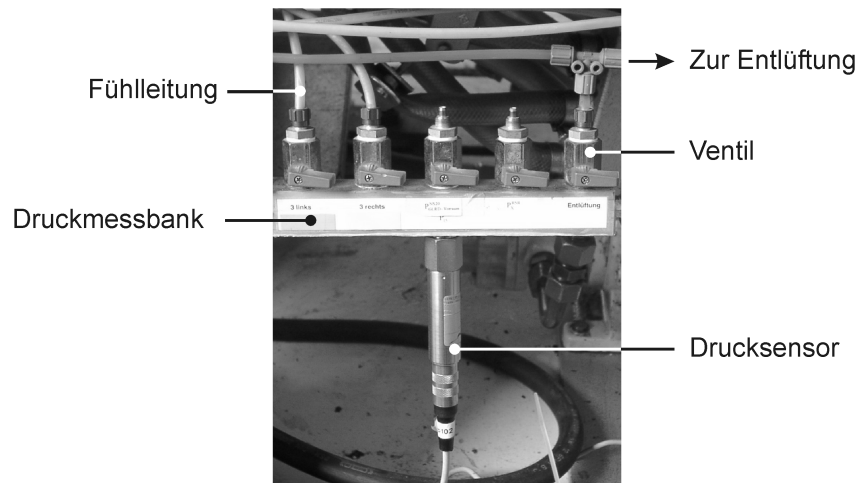


Abb. 3.7.: Ansicht der Druckmessbank

Der in den Fühlleitungen vorherrschende Druck wird über ein Ventil auf den Sensor aufgeschaltet.

XTM-190, eingesetzt. Mit der erhöhten Resonanzfrequenz von 550 kHz können Messungen auch in Frequenzbereichen durchgeführt werden, die mit üblichen Sensoren für statische Druckmessung nicht zugänglich sind. Eine solch hohe Resonanzfrequenz ergibt sich durch die direkte Kopplung zwischen der Membran und dem piezoresistiven Siliziummesselement. Diese liefert ein ungefiltertes Brückensignal. Die für die Verstärkung des Signals erforderliche Sekundärelektronik wird so ausgewählt, dass auch die hohen Frequenzen verstärkt werden. Die Entscheidung fiel hier auf den INA 128 in Form eines Instrumentationsverstärkers mit einem Frequenzbereich bis 200 kHz bei einem verbleibenden Verstärkungsfaktor von $G = 100$. Er wird auch im integrierten Sensorsystem eingesetzt. Auf die Auswahl wird in Abschnitt 4.1.2 eingegangen.

Temperatursensor

Die Temperatur wird im Ansaugrohr gemessen. Als Sensor dient ein temperaturabhängiger Widerstand PT100, der in der Auswerteelektronik zu einer Vollbrücke vervollständigt wird. Die resultierende Brückenspannung wird soweit verstärkt, dass ein Standardsignal von 0 - 10 V im Temperaturmessbereich von 0 - 50 °C ausgegeben wird. Die Temperaturmessung wird benötigt, da sich die Dichte und die Viskosität des Wassers mit ihr ändert. Diese Änderung beeinflusst die Bestimmung der Kenngrößen der Kreiselpumpe.

Drehmoment- und Drehzahlmesser

Für die Drehmomentmessung sind Dehmessstreifen auf der Welle appliziert. Sie sind als Brücke verschaltet und erfassen die Wellentorsion. Der Drehzahlsensor erfasst über eine Reflektionslichtschranke die Umdrehung der Welle und bestimmt aus den Impulsen pro Zeit die Drehzahl. Auf Grund des Einsatzes eines Asynchronmotors muss die Drehzahl separat erfasst werden und kann nicht aus der Frequenz der Speisespannung bestimmt werden. Mit den beiden Größen Drehmoment und Drehzahl kann die vom Motor auf die Kreiselpumpe übertragene mechanische Leistung bestimmt werden. Die Wirkungsgrade der Umformung von elektrischer in mechanische und mechanischer in hydraulische Leistung können so getrennt erfasst werden.

Volumenstrom

Viele hydraulische Größen sind vom Volumenstrom mittel- oder unmittelbar abhängig. Die Unsicherheiten bei der Messung des Volumenstroms pflanzen sich in ihnen fort. Deshalb wird ein präziser Magnetisch-Induktiver-Durchflusssensor (MID) eingesetzt. Die Messunsicherheit wird mit $F_{\text{red}} = 0,2 \%$ vom Hersteller angegeben. Es entsteht kein bleibender Druckverlust über der Messstrecke.

3.5. Messverfahren zur Bestimmung der Betriebsgrößen

3.5.1. Übersicht der Messverfahren

Aus Anwendersicht ist ein kostengünstiges und zuverlässiges Sensorsystem anzustreben. Daraus folgt der Einsatz von möglichst wenigen Sensoren im System (vgl. Abschnitt 2.2). Sind diese vom gleichen Typ, so ergeben sich Vorteile bei deren Selbstüberwachung und reduzierte Lagerhaltungskosten beim Pumpenhersteller und -betreiber. Da das Sensorsystem über eine Störungstoleranz verfügen soll, muss Redundanz im System vorhanden sein. So schränkt der Ausfall eines Sensors die Funktionstüchtigkeit des Gesamtsystems nicht ein.

Die Realisierung der Redundanz kann im einfachsten Fall durch die Messung einer physikalischen Größe mittels mehrerer gleichartiger Sensoren erfolgen (heiße Redundanz). Eine zweite Methode beruht auf der analytischen Redundanz. Der redundante Sensor wird durch ein mathematisches Modell abgebildet und die zugehörige Ausgangsgröße berechnet. Die ers-

te Methode ist von der Anwendung her einfacher. Bei der zweiten sind die Kosten für die Sensoren niedriger und die Gesamtzuverlässigkeit höher. Für eine Realisierung sind Informationen über die Systemeigenschaften notwendig, und es muss die Möglichkeit bestehen, aus den Sensorsignalen einen hohen Informationsgewinn über den Zustand des Systems zu erzielen.

Unter Berücksichtigung der geforderten Randbedingungen „geringe Sensorkosten“, „Störungstoleranz“ und „hoher Informationsgewinn aus den Sensorsignalen“ soll nun die folgende Frage beantwortet werden: Wie werden die in Abschnitt 2.3 beschriebenen, direkt zu erfassenden Betriebsgrößen bestimmt? Als Basis dienen die am Prüfstand erzielten experimentellen Ergebnisse. Folgende Größen wurden erfasst:

- **elektrische Größen:** Spannung u , Wirkstrom i_{wirk} , Scheinstrom i_{schein}
- **Temperatur:** ϑ
- **Druck,** saug- und druckseitig: p_{ein} , p_{aus}
- **Volumenstrom:** q_v
- **Drehzahl:** n

Zur Bestimmung der Größen wird folgendermaßen vorgegangen:

Die elektrischen Größen zur Versorgung des Asynchronmotors werden dem Sensorsystem direkt über Messwandler zugeführt. Sie sind bereits in den Frequenzumrichter des Motors integriert.

Um die Medientemperatur zu bestimmen, werden eigenständige PT100-Temperatursensoren eingesetzt. Eine Substitution durch die Sekundärnutzung eines Sensors, der zur Messung einer anderen Größe eingesetzt wird, erscheint nicht sinnvoll. Da die notwendigen Temperaturmess-elemente kostengünstig sind, ist auch ein Einbau mehrerer Sensoren möglich, ohne dass sich das Sensorsystem wesentlich verteuert.

Zur Bestimmung der Drücke p_{ein} , p_{aus} sind entsprechende Sensoren einzusetzen. Es gibt keine Möglichkeit, diese durch Messen der elektrischen Größen oder der Temperatur zu substituieren. Zudem besteht neben der Messung des statischen Drucks noch die Möglichkeit, den dynamischen Anteil des Sensorsignals für Diagnosezwecke auszuwerten.

Bei der Bestimmung des Volumenstroms q_v besteht eine völlig andere Situation:

Die handelsüblichen Volumenstromsensoren liefern lediglich eine Aussage über den aktuellen Volumenstrom. Auch wenn die Bestimmung auf der Erfassung von Zwischengrößen, z.B. Druck und Temperatur, basiert, so kann von außen nicht auf die Messdaten zugegriffen werden. Sie stehen daher dem Sensorsystem nicht zur Verfügung. So liefert die Bestimmung des Volumenstroms keine zusätzlichen Informationen für die Störungs- und Zustandsbestimmung der Kreiselpumpe und des Sensorsystems.

Druckbasierte Durchflussmessverfahren (z.B.: Wirkdruck) sind generell möglich. Daher stellt sich die Frage, ob sich durch die Messung des Druckprofils im Inneren der Pumpe der Volumenstrom bestimmen lässt. In Abschnitt 3.5.2 wird dargelegt, dass dies möglich ist. Dazu wird an zwei definierten Stellen im Pumpengehäuse der Druck gemessen. Zusätzlich können die Druckwerte für die Überwachung des Zustands von Pumpe und Sensorsystem genutzt werden.

Ähnlich verhält es sich bei der Erfassung der Drehzahl. Durch ihre zentrale Bedeutung muss diese mit einer hohen Verlässlichkeit bestimmt werden. Eine Möglichkeit ist das Anbringen von entsprechenden Sensoren auf der Pumpenantriebswelle. Jedoch ist mit zusätzlichen Kosten für die Sensoren zu rechnen, und die Zuverlässigkeit des Sensorsystems sinkt. Stattdessen wird die Drehzahl über die Detektion der dynamischen Drucksignale im Pumpeninneren bestimmt. Die hierfür notwendigen Drucksensoren sind bereits zur Bestimmung des Volumenstroms und des Ein- und Austrittsdrucks integriert. Die Drehzahl wird so ohne einen zusätzlichen Sensor verlässlich parallel aus mehreren Drucksignalen ermittelt. Das Verfahren wird detailliert in Abschnitt 3.5.3 beschrieben.

Durch die Umsetzung dieses Vorgehens reduziert sich die Zahl der einzusetzenden Sensoren auf:

- 4 Drucksensoren und
- 3 Temperatursensoren

Die Druckmessung ist die Basistechnologie des Sensorsystems: Die Drucksensoren sind mit stark reduzierten Abmessungen (\varnothing : 3mm, Länge: 13 mm) verfügbar. So ist eine frontbündige Integration ins Pumpengehäuse möglich, ohne die Strömung zu beeinflussen. Durch die Nutzung einer Edelstahlmembran zur Trennung zwischen dem Fördermedium und dem Messelement ergibt sich eine hohe Robustheit gegenüber einer Schädigung des Messelements durch das Medium. Ein großer Arbeitsfrequenzbereich ermöglicht sowohl statische als auch dynamische Druckmessungen bis 200 kHz. So ist eine Bestimmung des Systemdrucks und der Drehzahl mit einem Sensor möglich.

Auf die Frage der Realisierung der Redundanz und damit der Störungstoleranz wird in Kapitel 6 im Detail eingegangen. Im Folgenden werden mögliche Messverfahren und ihre Eignung zur Bestimmung des Volumenstroms und der Drehzahl beschrieben.

3.5.2. Volumenstrombestimmung

Der Volumenstrom q_v ist neben der Förderhöhe H die wichtigste Pumpenbetriebsgröße. Standardmäßig wird zur Bestimmung ein externer Sensor verwendet (MID, Staudrucksensor, ...).

Eine Übersicht möglicher Sensorprinzipien ist in [Wer08] aufgeführt. Die Sensoren sind am Markt erhältlich und ihre Eigenschaften hinsichtlich Langzeitstabilität und veränderlichen Umwelteinflüssen (Störeinflüssen) bekannt. Wie bereits einleitend zu dem vorangegangenen Abschnitt erwähnt, soll für die Volumenstrombestimmung kein spezieller Sensor Anwendung finden, vielmehr soll der Volumenstrom über die Detektion der Druckverhältnisse in der Kreislaspumpe ermittelt werden. Mögliche Verfahren werden im Folgenden beschrieben.

Volumenstrombestimmung mittels Druckdifferenz

Kreiselpumpen sind hydraulisch so ausgelegt, dass sie bei der Nenndrehzahl (Auslegungsdrehzahl) n_{nenn} bei einer Nenndruckerhöhung Δp_{nenn} einen Nennvolumenstrom $q_{v \text{ nenn}}$ erzeugen. Die drei Größen sind miteinander gekoppelt. Ändert sich eine Größe, kommt es zu einer Veränderung der hydrodynamischen Verhältnisse. Durch die Verwendung von Druckunterschieden zur Volumenstrombestimmung ergeben sich folgende Vorteile:

- **Unveränderte Anschlüsse**

Es wird kein zusätzlicher Bauraum am Einbauort der Kreislaspumpe benötigt. Der Austausch einer vorhandenen Kreislaspumpe durch eine neue mit Sensorsystem ist problemlos möglich. Vorhandene Anschlüsse können ohne Veränderungen übernommen werden.

- **Unabhängigkeit vom Systemdruck**

Werden Druckdifferenzen erfasst, so werden Änderungen beim statischen Druck in der Signalauswertung unterdrückt. So kann jedem Betriebszustand eine charakteristische Differenz zugeordnet werden.

- **Zusatzinformationen**

Den Sensorsignalen können Zusatzinformationen entnommen werden. Sie können zur Bestimmung der Drehzahl, des Betriebszustands oder zur Steigerung der Systemverlässlichkeit genutzt werden.

- **Selbstüberwachung und Rekonfiguration**

Durch die Nutzung mehrerer Sensorsignale wird die Datenbasis für die Selbstüberwachung des Systems vergrößert. Wird eine Störung oder ein Schaden an einem Sensor erkannt, so besteht durch die redundante Sensoranordnung die grundsätzliche Möglichkeit der Rekonfiguration des Systems.

Nachdem die Vorzüge eines solchen Messverfahrens dargelegt sind, ist nun zu klären, welche Druckdifferenz im Pumpeninneren sich für die Volumenstrombestimmung am besten eignet. Die Funktion $f_{qv}(n, \Delta p)$ sollte im Idealfall einen linearen Zusammenhang zwischen der

Druckdifferenz und dem Volumenstrom aufweisen. Lokal auftretende Mini- und Maxima verhindern, dass einer gemessenen Differenz eindeutig ein Volumenstrom zugeordnet werden kann. Treten Bereiche von geringer Steigung bis hin zu einem Sattelpunkt im Kurvenverlauf auf, steigt bei der Bestimmung des Volumenstroms die Unsicherheit deutlich an. Die Unsicherheit ist damit vom derzeitigen Volumenstrom und damit vom Betriebspunkt abhängig. Ferner soll die Druckdifferenz zwischen dem minimalen und maximalem Volumenstrom möglichst hoch sein, um den Einfluss der Messunsicherheit der Drucksensoren gering zu halten.

Der Volumenstrom einer Kreiselpumpe verhält sich nach den Ähnlichkeitsgesetzen proportional zur Drehzahl. Daher ist davon auszugehen, dass zusätzlich zur Druckdifferenz die Drehzahl mit in die Bestimmung einbezogen werden muss.

Als mögliche Druckdifferenzen stehen grundsätzlich die folgenden drei Messstellenvarianten zur Verfügung:

- Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite der Kreiselpumpe
- Druckdifferenz am Sporn
- Druckdifferenz in der Spirale

Im Folgenden werden die einzelnen Varianten erörtert. Bei konstanter Drehzahl werden die Druckdifferenzen bei Volumenströmen q_v zwischen 0 und dem Maximum gemessen. Im Anschluss wird die Eignung der Kurvenform zur Volumenstrombestimmung untersucht.

Volumenstromdetektion mittels Ein- und Austrittsdruckmessung

Die Drücke am Ein- und Austrittspunkt (p_{ein} , p_{aus}) des Fluids an der Kreiselpumpe werden zur Bestimmung des Systemdrucks und der Förderhöhe erfasst. Verändert sich der Systemdruck, so ändern sich auch die hydraulischen Eigenschaften, wie die Kavitationsneigung. Könnte über die Druckdifferenz $\Delta p_{\text{aus ein}} = p_{\text{aus}} - p_{\text{ein}}$ der Volumenstrom direkt bestimmt werden, wären keine zusätzlichen Druckmessstellen notwendig. Um diese Annahme zu überprüfen, wurde die auftretende Druckdifferenz bei unterschiedlichen Volumenströmen gemessen. In Abbildung 3.8 ist der sich ergebene Verlauf bei $n = 1000$ U/min dargestellt. Im Bereich eines hohen Volumenstroms ist die Abhängigkeit annähernd linear. Die Steigung verringert sich jedoch zunehmend bei sinkendem Volumenstrom, bis sie bei $17 \text{ m}^3/\text{h}$ Null wird und im Anschluss ihr Vorzeichen wechselt. Die Druckdifferenz erreicht an diesem Punkt ihr Maximum. Auf Grund der Mehrdeutigkeiten kann in diesem Bereich nicht von der Druckdifferenz auf den Volumenstrom geschlossen werden.

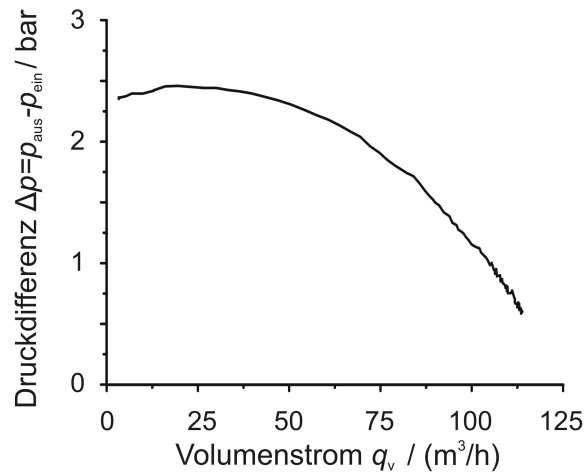


Abb. 3.8.: Verlauf der Druckdifferenz zwischen Pumpenein- und -austritt des Fluids über dem Volumenstrom bei 1000 U/min

Volumenstrombestimmung mittels Druckdifferenz am Sporn

Als Sporn wird die Stelle im Gehäuse bezeichnet, an der das Wasser vom Laufrad weg und aus der Spirale hinaus gelenkt wird (Abb. 3.9).

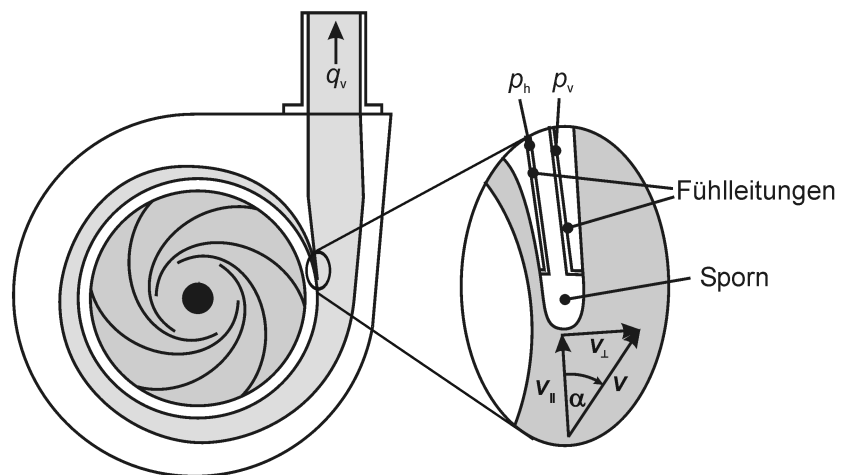


Abb. 3.9.: Skizze der Messstellen am Sporn

Je nach Betriebspunkt ändert sich der Anströmwinkel α des Wassers auf den Sporn. Der Stau- punkt wandert dementsprechend am Nasenradius des Sporns entlang. Ist die Kreiselpumpe im hydraulischen Optimum, trifft das Wasser senkrecht auf den Sporn und fließt geradlinig an

ihm entlang (Abb. 3.10 b). Befindet sich die Pumpe im Betriebspunkt „Teillast“ - der Volumenstrom ist unterhalb dessen im hydraulischen Optimum, so ist der Anströmwinkel negativ (Abb. 3.10 a). Wird die Kreiselpumpe in „Überlast“ betrieben, so wird der Anströmwinkel positiv (Abb. 3.10 c), der Volumenstrom liegt oberhalb dessen im hydraulischen Optimum.

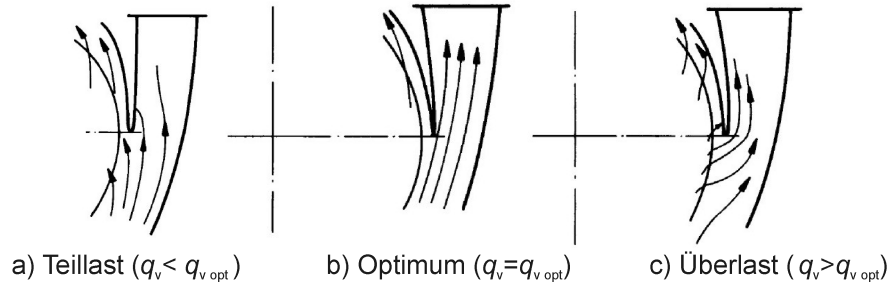


Abb. 3.10.: Strömungsverläufe am Sporn bei verschiedenen Betriebspunkten [Sto05]

Analogien aus der Aerodynamik helfen die herrschenden Druckverhältnisse besser zu verstehen:

An Tragflächenprofilen werden die Druckverhältnisse über den dimensionslosen Druckbeiwert c_p beschrieben. Er setzt die Druckdifferenz zwischen dem statischen Druck p_x an einem Punkt der Oberfläche und dem statischen Druck p_{stat} der ungestörten Anströmung ins Verhältnis zum Staudruck p_{stau} :

$$c_p = \frac{p_x - p_{stat}}{p_{stau}} \quad (3.5)$$

$$p_{stau} = \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (3.6)$$

$$\Rightarrow c_p = \frac{p_x - p_{stat}}{\frac{\rho}{2} \cdot c^2} \quad (3.7)$$

Um bei der Bestimmung von c_p vom statischen Druck p_{stat} unabhängig zu sein, wird die Differenz zwischen dem Druck auf der Vorder- und der Rückseite der Tragfläche gebildet ($\Delta p = p_v - p_h$). Mit dieser kann ein differenzieller Druckbeiwert Δc_p angegeben werden:

$$\Delta c_p = c_{p_v} - c_{p_h} = \frac{p_v - p_{stat}}{\frac{\rho}{2} \cdot c^2} - \frac{p_h - p_{stat}}{\frac{\rho}{2} \cdot c^2} = \frac{p_v - p_h}{\frac{\rho}{2} \cdot c^2} \quad (3.8)$$

Zurück zur Messung am Sporn:

Auch hier ist ein solcher charakteristischer Zusammenhang zwischen der Druckverteilung und dem Volumenstrom zu erwarten. Die Geschwindigkeit c der Luft wird durch die sich aus dem Volumenstrom q_v ergebende Fluidgeschwindigkeit an der Messstelle substituiert:

$$\Delta c_p = \frac{p_v - p_h}{\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{q_v}{A}\right)^2} \quad (3.9)$$

Die Funktion $\Delta c_p(q_v)$ muss mittels Messreihen bestimmt werden. Hierfür sind entsprechende Messstellen in das Pumpengehäuse zu integrieren. Um das Messergebnis nicht zu verfälschen, ist zu beachten, dass keine Staudruckkomponenten einwirken. Des Weiteren sollte sich die Messstelle möglichst nahe an der Spitze des Sporns befinden, um Störeinflüsse und Nichtlinearitäten (Reibung, Wirbel, ...) möglichst gering zu halten. Ein Lösungsvorschlag ist in Abbildung 3.9 dargestellt.

Um die Eignung des Differenzdruckverfahrens zur Volumenstrombestimmung festzustellen, wurden die Druckdifferenzen für einen Volumenstrom zwischen $0 \text{ m}^3/\text{h}$ und $117 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einer Drehzahl $n=1000 \text{ U/min}$ aufgezeichnet. Das Resultat ist in Abbildung 3.11 dargestellt.

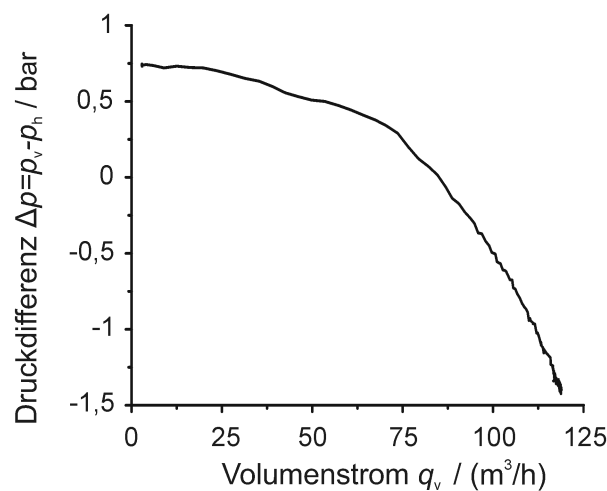


Abb. 3.11.: Verlauf der Druckdifferenz über dem Sporn in Abhängigkeit vom Volumenstrom

Die Druckdifferenz sinkt mit steigendem Volumenstrom ab. Der Verlauf von Δp lässt eine eindeutige Bestimmung von q_v zu. Nachteilig wirkt sich der niedrige Gradient bei geringen Volumenströmen aus, d.h. eine große Änderung beim Volumenstrom bewirkt nur eine kleine Druckänderung.

Volumenstrombestimmung mittels Druckdifferenz im Diffusor

Das Fluid wird im Laufrad nach außen hin beschleunigt und bewegt sich in Richtung Spirale. Zwischen Laufrad und Spirale befindet sich der Diffusor (Abb. 3.12). Die Fluidpakete bewegen sich mit unterschiedlichen Geschwindigkeitsvektoren aus den einzelnen Kammern in Richtung Spirale (Abb. 3.13).

Der Diffusor bewirkt die Harmonisierung der Geschwindigkeitsvektoren der einzelnen Fluidpakete. Durch die Spirale wird das Fluid in Richtung der Umfangsdrehrichtung und zum

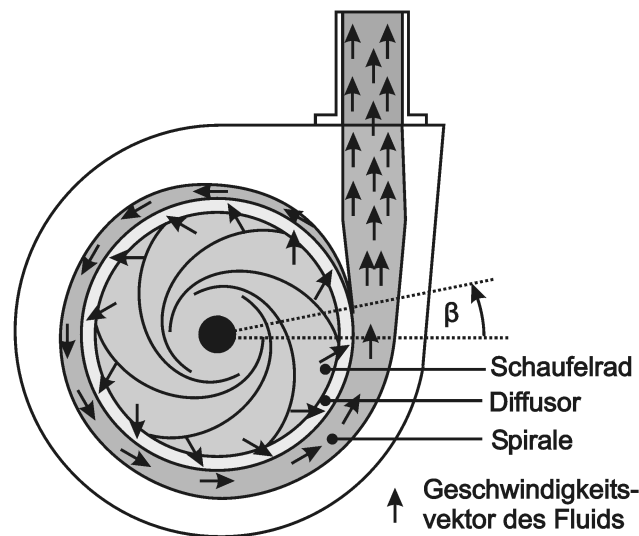


Abb. 3.12.: Schematischer Fluidfluss durch die Kreiselpumpe
Der Zufluss erfolgt senkrecht zur Bildebene auf die Schaufelradnabe.

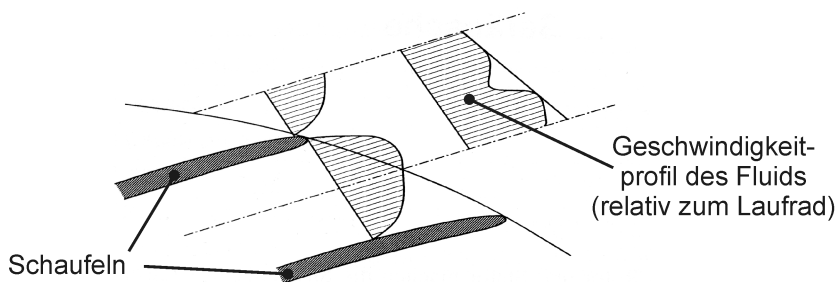


Abb. 3.13.: Geschwindigkeitsprofil des Fluids beim Austritt aus dem Schaufelrad [Gül99]

Druckrohr gelenkt.

Der Spiralenquerschnitt ist auf den Nennvolumenstrom bei Nenndrehzahl ausgelegt, so dass im günstigsten Betriebspunkt (Optimum) ($q_{v \text{ opt}}$) die Fluidgeschwindigkeit in der Spirale v_{Spirale} und die Umfangskomponente des Fluids v_{Umfang} gleich ist, wenn es aus dem Schaufelrad austritt. Somit sind die entstehenden Stoßverluste zwischen den Fluidpaketen und die Verwirbelungen im Fluid minimal. Der Druck ist über den gesamten Spiralverlauf konstant. Das ändert sich, wenn das Optimum verlassen wird. Mit Hilfe der Abbildung 3.14 soll das verdeutlicht werden. Der Druckverlauf ist über den Spiralwinkel β aufgetragen. Im Optimum ist die Druckverteilung nahezu gleich. Befindet sich der Betriebspunkt im Bereich der Teillast und ist der

Volumenstrom unterhalb des Optimums, sinkt die Fluidgeschwindigkeit in der Spirale. Es gilt: $v_{\text{Umfang}} > v_{\text{Spirale}}$. Das Fluid wird in der Spirale abgebremst. Ein Teil der im Fluid gespeicherten kinetischen Energie wird in potentielle Energie, also Druck umgewandelt. Die durch die Kreiselpumpe erzeugte Druckänderung Δp ist höher als im Optimum. Auf Grund der erhöhten Stoßverluste im Diffusor, die in Wärme umgewandelt werden, sinkt der Wirkungsgrad. Im Fall der Überlast liegt der umgekehrte Fall vor. Der zur Förderung des Fluids notwendige Druck ist geringer. Die im Druck gespeicherte Energie wird in eine Erhöhung der Fluidgeschwindigkeit umgesetzt. Es gilt: $v_{\text{Umfang}} < v_{\text{Spirale}}$. Wie im Fall der Teillast werden die Energieverluste durch Verwirbelungen und Stöße erhöht und der Wirkungsgrad sinkt.

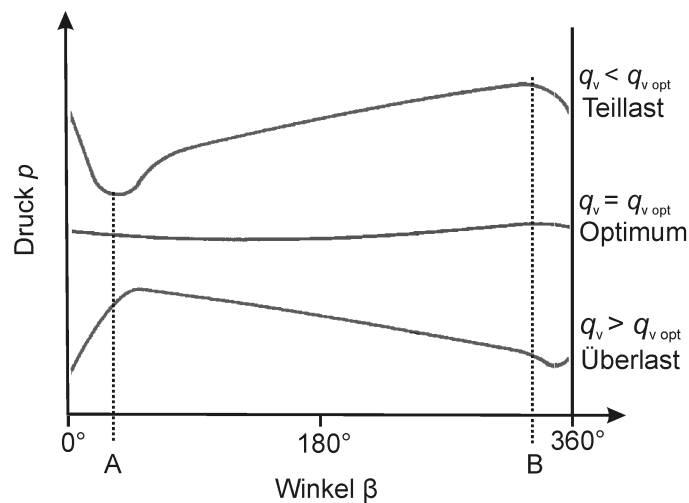


Abb. 3.14.: Qualitativer Druckverlauf über dem Spiralwinkel β [Sto05]

Diese experimentellen Verläufe lassen vermuten, dass ein charakteristischer Zusammenhang zwischen dem Druckverlauf in der Spirale und dem Volumenstrom besteht. Wenn die Drücke zwischen den Punkten A und B erfasst werden, kann aus der Druckdifferenz eindeutig auf den Volumenstrom geschlossen werden. Über das Vorzeichen der Differenz kann dann unterschieden werden, ob die Kreiselpumpe in Teil-, Überlast oder im Optimum betrieben wird.

Zur genaueren Untersuchung, wie sich die Druckverteilung über den Volumenstrom verhält, wurden im Diffusor in 30°-Schritten Messorte vorgesehen (Abb. 3.15 links).

Die Messungen ergaben, dass die Differenz zwischen Anfang und Ende der Spirale, d.h. den Punkten 2 (A) und 4 (B), am größten ist.

Zur Bewertung der Messungen und Analyse der Beziehung wurde die Druckdifferenz $\Delta p_{42} = p_4 - p_2$ bei 160 unterschiedlichen Volumenströmen erfasst (Abb. 3.16).

Hierzu wurden an den Messorten Absolutdrucksensoren verwendet. Der resultierende Verlauf

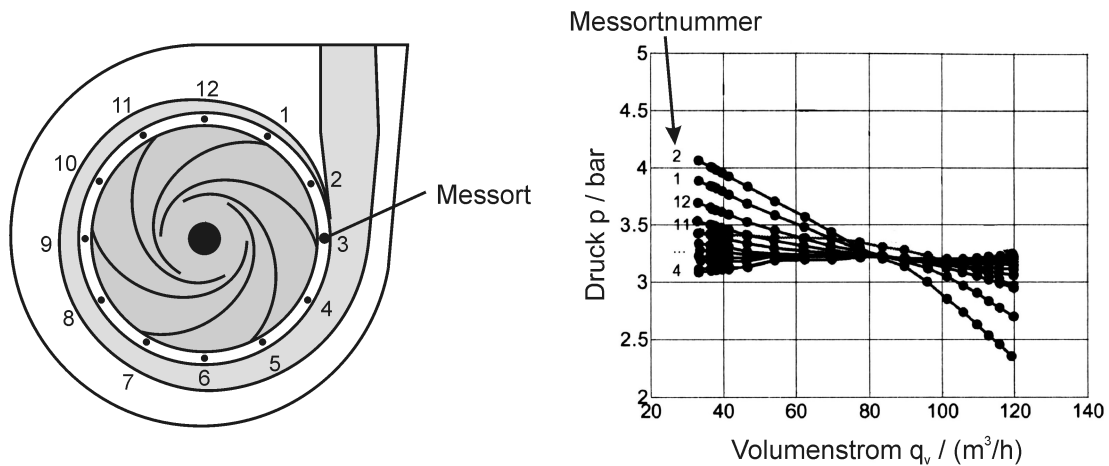


Abb. 3.15.: Skizze des Pumpeninneren mit den Messorten im Diffusor (links) und die gemessenen Druckverläufe über dem Volumenstrom (rechts) [Mün99]

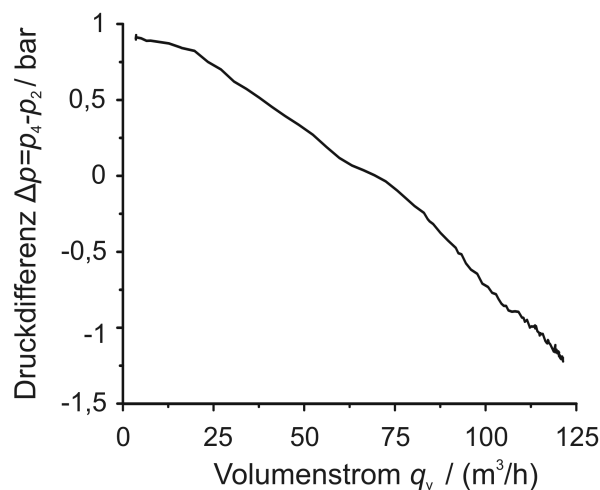


Abb. 3.16.: Verlauf der Druckdifferenz Δp_{42} über dem Volumenstrom q_v

ist monoton fallend. Damit wird die Forderung nach einer eindeutigen Beziehung zwischen Volumenstrom und Druckdifferenz erfüllt. Durch die nahezu gleichmäßige Steigung ergibt sich ein gleichbleibender absoluter Fehler bei der Bestimmung des Volumenstroms im gesamten Messbereich. Zur Bestimmung des Drucks können die Messorte von zwei Seiten aus erreicht werden: Durch die linke Gehäusenhälfte aus der Richtung des anströmenden Wassers und durch die rechte Gehäusenhälfte, die in Richtung des Antriebs zeigt. Auf den Verlauf der Graphen hat dies nur einen beschränkten Einfluss. Die Wahl der Seite wird bei der Drehzahlbestimmung (Abschnitt 3.5.3) diskutiert.

Auswahl der Messtellen

Die Bewertung der drei vorgestellten Varianten zeigt, dass die Volumenstrombestimmung am besten über eine Differenzdruckmessung im Diffusor erfolgt. Es existiert ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der gemessenen Druckdifferenz und dem Volumenstrom. Die Steigung ist über den gesamten Volumenstrombereich, bis auf den Bereich des optimalen Volumenstroms, nahezu konstant. Mögliche Fehler in der Absolutdruckbestimmung wirken sich gleichbleibend über den gesamten Volumenstrommessbereich aus.

Im nächsten Schritt ist zu untersuchen, ob diese günstigen Eigenschaften auch bei anderen Drehzahlen erhalten bleiben. Nach den Ähnlichkeitsgesetzen verhält sich der Volumenstrom proportional zur Drehzahl. Daraus resultiert die Annahme, dass die Kurveneigenschaften unabhängig von der Drehzahl sind. Zur Untersuchung dieses Sachverhaltes wurde die Druckdifferenz in einem Bereich zwischen 1000 U/min und 2000 U/min in 25 U/min-Schritten erfasst. Der Volumenstrom wurde bei jeder Drehzahl jeweils vom Maximum bis zum Minimum durchfahren. Der Wahl des Drehzahlbereiches liegt die Annahme zu Grunde, dass die Drehzahl im industriellen Einsatz sinnvollerweise nur in einem gewissen Bereich um die Nenndrehzahl variiert wird. Außerhalb dieses Bereiches sinkt der Wirkungsgrad deutlich. Ein effizientes Betreiben der Kreiselpumpe ist nicht mehr möglich. Auf Basis der Messungen wurde ein Kennfeld erstellt, wie es für die Volumenstrombestimmung genutzt werden kann. Es ist in Abbildung 3.17 dargestellt. Die Linien im Kennfeld stellen die einzelnen Messreihen dar. Die resultierende Fläche besitzt einen gleichmäßigen Gradienten, sowohl in Richtung der Drehzahl als auch in Richtung der Druckdifferenz. Zur genaueren Untersuchung der Kennfeldeigenschaften ist eine zweidimensionale Darstellung sinnvoll. In Abbildung 3.18 ist eine Projektion des Kennfeldes in die Volumenstrom-/Drehzahlenebene dargestellt. Als Parameter sind die zugehörigen Druckdifferenzen angegeben.

Die Linien stellen Punkte gleicher Druckdifferenz Δp_{42} dar. Die Nulllinie entspricht dem optimalen hydraulischen Betriebspunkt der Pumpe bei der zugehörigen Drehzahl. Diese Linie steigt, gemäß den Ähnlichkeitsgesetzen, linear mit der Drehzahl an. Bleibt die Drehzahl konstant, wächst die Druckdifferenz nahezu linear. Nur im Bereich des Optimums verringert sich die Steigung vorübergehend. Die Diagrammfläche ist gleichmäßig von den Differenzdrucklinien durchzogen; sie verlaufen nahezu parallel zueinander. Hierdurch wird die Kennfeldfläche gleichmäßig ausgenutzt und der absolute Fehler ist nahezu überall gleich. Nur in den Randbereichen des Volumenstroms verändern sich die Eigenschaften. Die Randbereiche liegen unter $0,25 \cdot q_{v \text{ opt}}$ und oberhalb von $1,6 \cdot q_{v \text{ opt}}$ für die jeweilige Drehzahl. Hieraus ergibt sich, dass das Verfahren einen Bereich zwischen 12,5% und 80% des möglichen Volumenstroms mit einer Messunsicherheit von $1 \cdot 10^{-2}$ abdeckt. Durch die Nutzung einer Drehzahlregelung ist davon

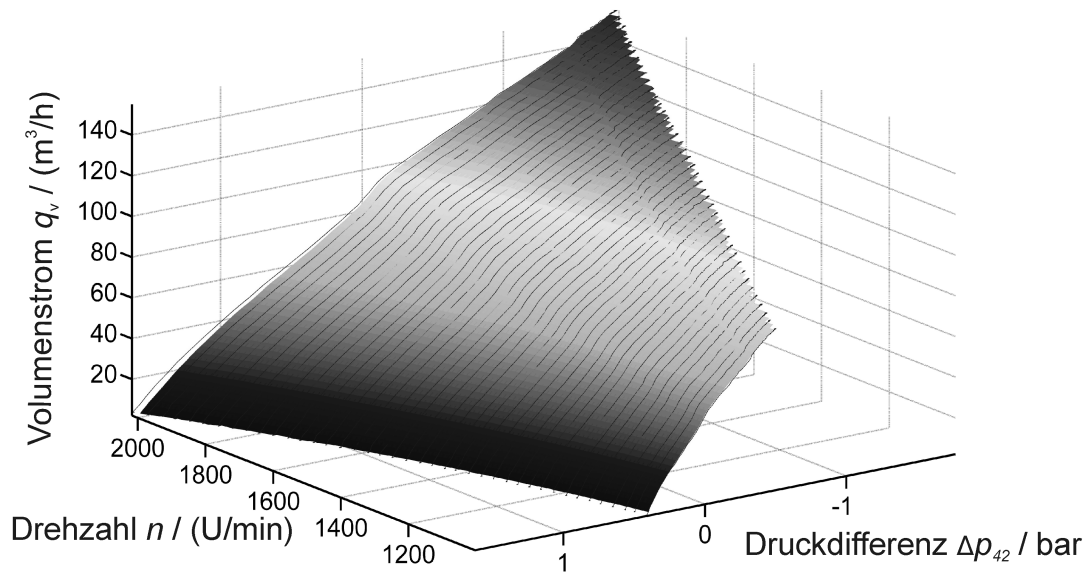


Abb. 3.17.: Kennfeld des Volumenstroms über der Druckdifferenz und der Drehzahl

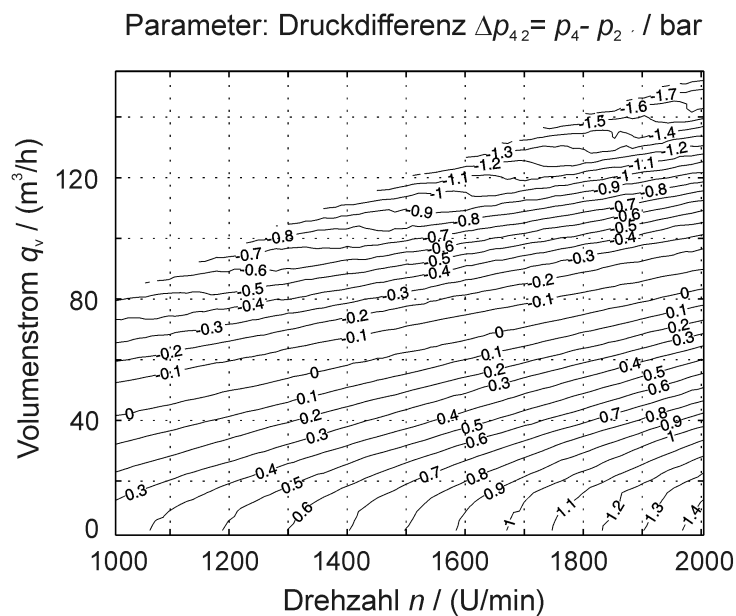


Abb. 3.18.: Kennfeld zur Volumenstrombestimmung in 2D-Darstellung

auszugehen, dass die Pumpe im Normalbetrieb in diesem Bereich arbeitet.

Zu den Gründen der deutlich höheren Messunsicherheit in den Randbereichen:

Die Hauptursachen sind nichtlineare und chaotische Vorgänge bei der Strömung des Was-

sers durch die Kreiselpumpe. Ist der Volumenstrom gering, so ist die Differenz zwischen der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers und der Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades groß. Es kommt zur Wirbelbildung an den Schaufelkanten, d.h. die gemessenen Drücke werden verfälscht. Ferner fließt durch den vorderen Radseitenraum und den Dichtspalt Wasser zum Saugstutzen zurück. Das wird als hydraulischer Kurzschluss bezeichnet. Der Anteil des Spaltvolumenstroms (1-2 m³/h) am Volumenstrom durch das Schaufelrad wird bei geringen Volumenströmen deutlich größer. Liegt der Volumenstrom im oberen Bereich, dann ist auch die Fluidgeschwindigkeit entsprechend höher. Kleine Abweichungen vom Optimum führen zu einer höheren Reynoldszahl. Nach TAMM [Tam03] geht die Geschwindigkeit des fließenden Fluids mit der dritten Potenz in die Verluste ein. Die hydraulischen Verluste sind somit in diesem Bereich maßgebend. Ferner nimmt die Wirbelbildung im Pumpeninneren, die Druckschwankungen zur Folge hat, drastisch zu. Kurzzeitig stabile Wirbel werden von der Strömung mitgerissen, d.h. die Drücke schwanken zeitabhängig. Die Varianz der Druckwerte erhöht sich und der absolute Fehler steigt an.

3.5.3. Erfassen der Drehzahl

Viele hydraulische Eigenschaften von Kreiselpumpen stehen in einem definierten Verhältnis zur Drehzahl. Daher ist sie eine zentrale Betriebsgröße (Ähnlichkeitsgesetze im Abschnitt 3.2). Wegen ihrer Robustheit werden für den Antrieb in Kreiselpumpen vorwiegend Asynchronmaschinen eingesetzt. Auf Grund des Wirkprinzips ist die Drehzahl n niedriger als die Synchrondrehzahl n_{syn} . Aus der Differenz kann der Schlupf s bestimmt werden:

$$s = \frac{n_{\text{syn}} - n}{n_{\text{syn}}} \quad (3.10)$$

Aus der Motorkennlinie kann mit Hilfe des Schlupfs das aktuelle Drehmoment M , die abgegebene mechanische Leistung P_{mech} und der Motorwirkungsgrad η_{Motor} bestimmt werden.

Im Normalfall wird ein Drehzahlsensor in den Antriebsstrang integriert. Es handelt sich um einen zusätzlichen, grundsätzlich ausfallgefährdeten Sensor. Um die geforderte störungstolerante Drehzahlbestimmung zu ermöglichen, sind mindestens drei Sensoren notwendig.

Als Alternative soll die Drehzahlbestimmung aus den bereits erfassten Drucksensorsignalen untersucht werden. Das Verfahren bietet den Vorteil, dass es ohne den Einsatz von weiteren Sensoren auskommt. Das Vorgehen soll nun beschrieben werden.

Anforderungen

Bevor auf das realisierte Verfahren eingegangen wird, sollen kurz die Anforderungen erläutert werden (Tab. 3.3).

Tabelle 3.3.: Auszug aus der Anforderungsliste zur Drehzahlbestimmung

F/W	Anforderungen	Wert
F	Drehzahlbereich	$n = 1000 \dots 2500 \text{ U/min}$
F	Drehzahlauflösung	$\Delta n = 1 \text{ U/min}$
F	Aktualisierungsintervall	$T_{\text{intervall}} = 1 \text{ s}$

Der antreibende Asynchronmotor ist 4-polig ausgeführt und erreicht bei einer Netzfrequenz von 50 Hz eine Synchrondrehzahl $n_{\text{syn}} = 1500 \text{ U/min}$. Mittels eines Frequenzumrichters kann die Statorfrequenz f_{stator} in Frequenzschritten von $\Delta f = 0,1 \text{ Hz}$ variiert werden, das einer Drehzahlauflösung von $\Delta n = 3 \text{ U/min}$ entspricht. Die maximale Synchrondrehzahl des Motors von $n_{\text{syn}} = 3000 \text{ U/min}$ wird bei einer Frequenz von 100 Hz erreicht. Da die Frequenz mittels eines Quarzes stabilisiert wird, kann davon ausgegangen werden, dass die Genauigkeit bei $\leq 10^{-4}$ liegt [NB97].

Das Variieren der Motordrehzahl ist nur in einem gewissen Bereich um die Nenndrehzahl sinnvoll. Zum einen wird der hydraulisch ideale Bereich verlassen, zum anderen nimmt das Drehmoment des Motors ab (Feldschwächebetrieb).

Die Anpassung der Drehzahl dient der Wirkungsgradoptimierung des hydraulischen Systems Kreiselpumpe. Eine Kombination aus drehzahlstarrer Pumpe mit Drossel zur Volumenstromreduzierung kann durch eine Kreiselpumpe mit variabler Drehzahl ersetzt werden. Die Drehzahl wird gesenkt bis sich der gewünschte Volumenstrom einstellt (Abschnitt 2.3.1). Das Anfahren von Volumenstrom- oder Förderhöhenwerten oberhalb der Nenndrehzahl kann durch eine Überschreitung der Nenndrehzahl einfach realisiert werden. Daher fällt die Erweiterung des zu detektierenden Drehzahlbereichs nach oben hin größer aus als nach unten. Für die zu detektierende Drehzahl wurde ein Bereich zwischen $n = 1000$ und 2500 U/min gewählt. Die vorhandenen Messmittel erlauben eine Drehzahlauflösung $\Delta n = 1 \text{ U/min}$. Mit Hilfe von Gleichung 3.11 kann die „Schlupfauflösung“ Δs bestimmt werden:

$$\Delta s = \frac{\Delta n}{n} \quad (3.11)$$

Mit der niedrigsten zu berücksichtigenden Drehzahl von $n = 1000 \text{ U/min}$ ergibt sich eine Auflösung von $\Delta s = 1 \cdot 10^{-3}$.

Der Drehzahlwert soll einmal pro Sekunde aktualisiert werden. Diese Anforderung beruht auf

der Tatsache, dass das System Kreiselpumpe eine gewisse Trägheit im mechanischen und hydraulischen Bereich aufweist. Daher reagiert es nur langsam auf Veränderungen von außen. Wird der Drehzahlwert in größeren Abständen aktualisiert, so werden die Daten von unterschiedlichen Betriebspunkten als Basis zur Zustandsbestimmung verwendet.

Analyse des dynamischen Drucksignals

Für die Volumenstrombestimmung sind zwei Drucksensoren in den Diffusor der Kreiselpumpe integriert, die die Drücke p_4 und p_2 bestimmen. Am Diffusor verlässt das Wasser das Schaufelrad und fließt in die Spirale hinein (Abb. 3.19). Die Schaufeln dienen der Energieübertragung vom Laufrad auf das Wasser, indem sie es vor sich herschieben. Der Druck erhöht sich. Daher wird diese Seite auch als Druckseite (DS) bezeichnet. Auf der Rückseite ziehen die Schaufeln das Wasser nach, der Druck ist geringer (Saugseite SS).

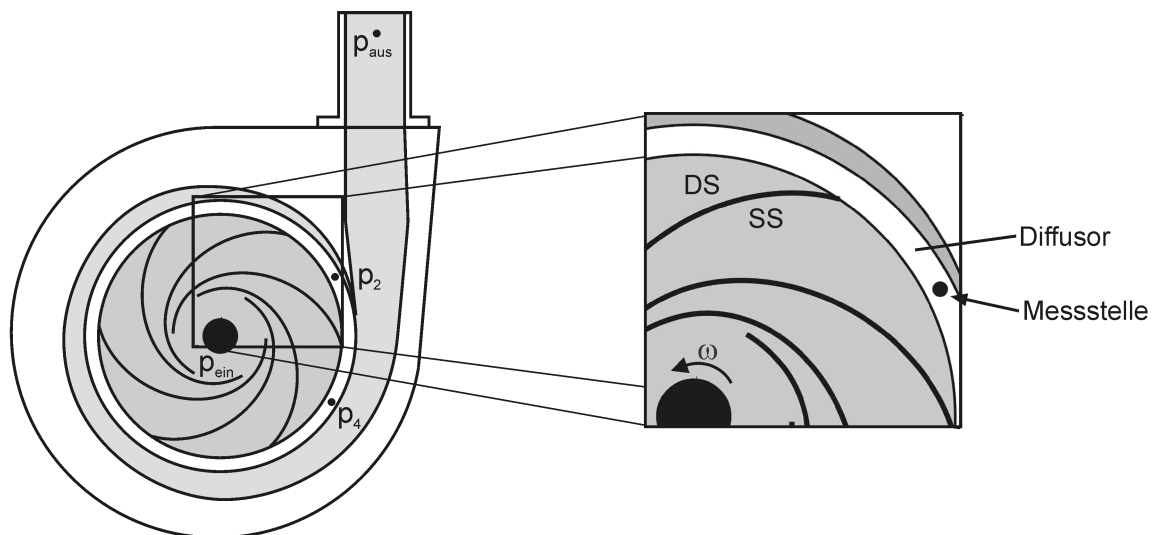


Abb. 3.19.: Anordnung der Messstelle in der Kreiselpumpe

Wie bereits in Abbildung 3.13 gezeigt, schwankt die Geschwindigkeit des strömenden Fluids beim Austritt aus dem Schaufelrad und sinkt beim Passieren einer Schaufel auf Null. Diese Schwankungen machen sich in Form von Druckänderungen bemerkbar. Ein Beispiel für den zeitlichen Verlauf des Sensorsignals ist in Abbildung 3.20 dargestellt. Zur besseren Anschaulichkeit wurden die hochfrequenten Anteile des Signals durch einen Tiefpassfilter gedämpft. Die Schaufelteilung ist anhand der negativen Druckspitzen gut zu erkennen. Die durch die Schaufelteilung angeregte Frequenz wird als „Schaufeldrehklang“ f_{Klang} bezeichnet.

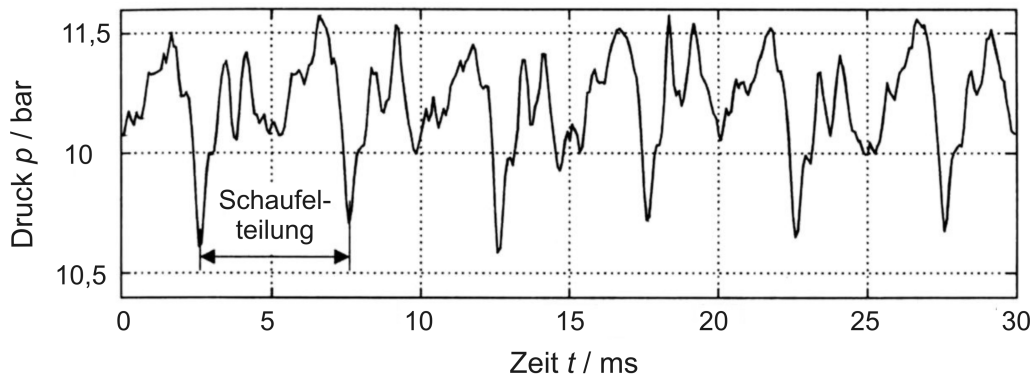


Abb. 3.20.: Signal des Drucksensors an der Messstelle von Abb. 3.19 nach einer Tiefpassfilterung [Mün99]

Sowohl die Amplitudenmaxima als auch die Nulldurchgänge des Signals schwanken über die Zeit so stark, dass eine hinreichend genaue Messung der Periode nicht möglich ist. Alternativ kann das Amplitudenspektrum analysiert werden: Mit Hilfe einer diskreten Fourier-Transformation wird das Signal in den Frequenzbereich überführt (Abb. 3.21).

Der Schaufeldrehklang weist sein Maximum bei 150 Hz auf. Es ist die höchste Signalamplitude im Spektrum oberhalb von 50 Hz. Bei 25 Hz ist eine weitere charakteristische Frequenz zu erkennen. Sie wird durch die hydraulische Unwucht des Laufrades angeregt und entspricht der Drehfrequenz des Laufrades. Das Signal wird durch Asymmetrien des Laufrades hervorgerufen. In der Nachbarschaft befinden sich Störampplituden, die von mechanischen Schwingungen der Kreiselpumpe und des Prüfstandes herrühren. Hinzu kommen noch Druckschwankungen von Wirbeln, die sich von den Schaufeln ablösen.

Der Schaufeldrehklang und die hydraulische Unwucht sind prinzipiell zur Drehzahlbestimmung geeignet. Letztere besitzt jedoch einige Nachteile:

- **Nachbarschaft zu Störsignalen**

Im Bereich der hydraulischen Unwucht befindet sich eine große Anzahl von Störampplituden. Das gesuchte Signal ist nicht zweifelsfrei zu identifizieren.

- **Unerwünschtes Signal**

Wie der Name „Unwucht“ bereits ausdrückt, soll dieses Signal während des Betriebs möglichst klein sein. Bei der Entwicklung und der Herstellung wird darauf geachtet, dass das Laufrad symmetrisch aufgebaut und ausgewuchtet ist. Die Welle läuft idealerweise rund und regt diese Frequenz nicht an. Daher ist der Störabstand zu gering, um eine verlässliche Drehzahlbestimmung durchführen zu können.

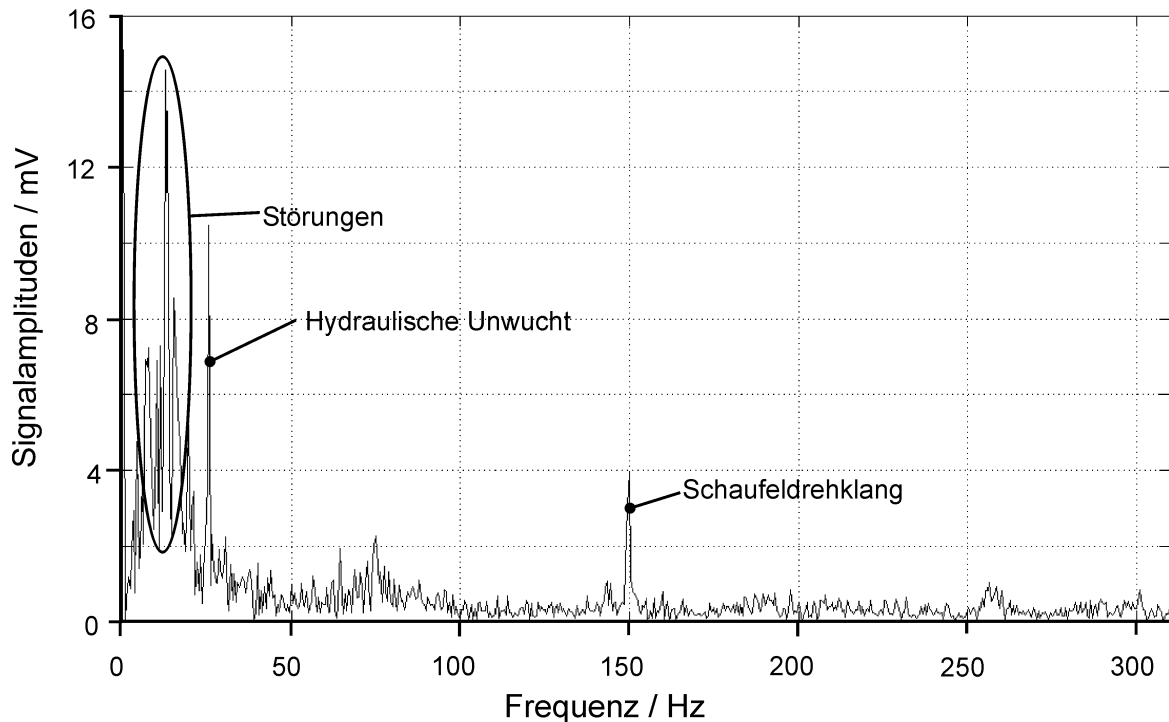


Abb. 3.21.: Amplitudenspektrum des Drucksignals bei einer Drehzahl $n = 1500$ U/min

Der Schaufeldrehklang liegt in einem Frequenzbereich, in dem Störanteile deutlich geringer sind. Außerdem ergibt sich auf Grund der höheren Frequenz des Schaufeldrehklangs eine höhere Auflösung bei gleicher Messzeit.

Die Beziehung zwischen Schaufeldrehklang f_{dreh} und Drehzahl n lässt sich beschreiben als:

$$n/(\text{U/min}) = 60 \frac{(f_{\text{dreh}}/\text{Hz})}{(z_{\text{Schaufel}}/n)} \quad (3.12)$$

Im vorliegenden Fall besitzt die Kreiselpumpe sechs Laufradschaufeln ($z_{\text{Schaufel}}=6$). Wird der Wert eingesetzt, so vereinfacht sich die Formel auf:

$$n/(\text{U/min}) = 10 \cdot (f_{\text{dreh}}/\text{Hz}) \quad (3.13)$$

Aus dem in Tabelle 3.3 angegebenen Drehzahlbereich ergibt sich ein zu detektierender Frequenzbereich des Schaufeldrehklangs zwischen 100 und 250 Hz.

Theoretische Bewertung der Messstellen

Im vorangegangenen Abschnitt 3.5.2 wurden acht Messstellen zur Bestimmung der Druckprofile verwendet: „Eingang“, „Ausgang“, „Sporn vorn“, „Sporn hinten“, „4 links“, „4 rechts“,

„2 links“ und „2 rechts“. Der Bezeichnung „links“ und „rechts“ kennzeichnet, in welchem Gehäuseteil sich die jeweilige Messstelle befindet (Abb. 3.22 links). Bei der Bestimmung des Volumenstroms mittels dieser Messstellen hat sich gezeigt, dass die Wahl der Gehäuseseite einen Einfluss auf den jeweiligen vorherrschenden statischen Druck hat. Es ist zu untersuchen, ob bei der Analyse des dynamischen Anteils ebenfalls Unterschiede auftreten.

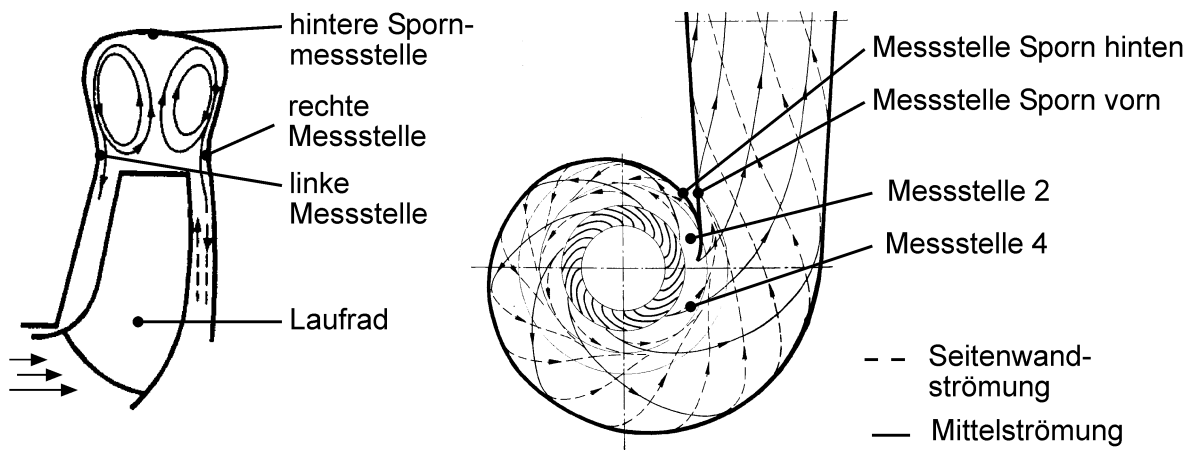


Abb. 3.22.: Strömungsverlauf des Wassers durch die Spirale [Kra34]

Links: Wirbelbildung beim Austritt des Wassers aus dem Laufrad, rechts: Strömungsbahnen des Wassers durch die Kreiselpumpe.

Im ersten Schritt müssen die acht Messstellen auf ihre Eignung zur Drehzahlbestimmung überprüft werden. Zunächst wird eine theoretische Bewertung durchgeführt, um im Anschluss die Bewertung mittels Messungen an der Kreiselpumpe zu bestätigen.

Bei der Auswertung stehen die auf die Sensoren übertragenen Druckpulsationen im Mittelpunkt. Die höchsten Amplituden sollten durch die Sensoren im Diffusor zu detektieren sein. Die Druckschwankungen wandern in Flussrichtung durch die Kreiselpumpe hindurch und müssten, wenn auch schwächer, an den anderen Messpunkten zu detektieren sein. Ungünstige Strömungsverhältnisse und auftretende Störamplituden können die Detektierbarkeit an den einzelnen Stellen negativ beeinflussen.

Zunächst werden die Messstellen am Ein- und Austritt betrachtet:

Auf Grund einer Rückströmung durch den Spaltvolumenstrom im Eintrittsbereich entsteht eine starke Wechselwirkung zwischen Laufrad und Eintrittsgeometrie, insbesondere an Unebenheiten. In Folge von Scherschichten zwischen der Hauptströmung und dem rückströmenden Fluid entstehen Wirbel, die breitbandige Druckpulsationen erzeugen. Sie liegen in einem Frequenzbereich unterhalb der Drehfrequenz. An der Austrittsmessstelle treten große, wechselnde Wirbelablösungen auf, meistens bei einer Frequenz von 2 bis 25 Hz. Sie zeigen im

Spektrum eine breite Spitze. Die Frequenz hängt von den vor- und nachgeschalteten Rohrleitungen sowie der Diffusorgeometrie ab. Die Frequenz sinkt nach GÜLICH [Gül99] mit steigender Strömungsgeschwindigkeit. An beiden Messstellen sollten die durch die Schaufeldrehung erzeugten Drucksignale bei bestimmten Betriebspunkten sehr schwach sein, da die Messstellen vom Laufrad räumlich entfernt sind. Zur Bewertung der Messorte im Pumpeninneren ist die Strömung in der Spirale zu untersuchen:

Abbildung 3.22 links zeigt den Strömungsverlauf beim Austritt aus dem Schaufelrad. Das Wasser fließt gradlinig heraus und prallt auf die Spirale. Dort teilt es sich in zwei Strömungen auf und wird nach links bzw. rechts abgeführt. Das Wasser bewegt sich entlang der Oberfläche zurück in Richtung des Laufrades und wird erneut durch das ausströmende Fluid mitgerissen. Es bildet sich ein Wirbel aus. Neben dieser rotatorischen Komponente weist die Strömung zusätzlich eine Bewegung durch die Spirale (senkrecht zur Bildebene) auf. Die hieraus resultierenden Bahnen sind in Abbildung 3.22 rechts dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass die Stromlinien im Bereich der Messstellen 2 gebündelt sind und so die Geschwindigkeitsvektoren in dieselbe Richtung zeigen. Im Bereiche der Messstellen 4 gibt es Strömungsbahnen, die in Richtung des Laufrades zeigen [Kra34], [Sch69], [NW84]. Daraus folgt, dass die Signale an den Messstellen 2 weniger Rauschen und Störsignale beinhalten als an den Stellen 4. Auch sollte jeweils eine größere Nutzsignalleistung zu messen sein.

Die hintere Spornmessstelle befindet sich gegenüber dem Austrittsbereich des Fluids aus dem Schaufelrad. An dieser Stelle trifft die Strömung auf die Spiraloberfläche, wird aufgestaut und in einen linken und einen rechten Teil getrennt. Es ist eine Staukomponente messbar. Das Fluid streicht nicht, wie bei den Diffusormessstellen, an der Messbohrung vorbei, sondern bricht sich an der Kante. Es bilden sich Wirbel, welche die Störfrequenzen im Drucksignal erhöhen. Im Gegensatz dazu besitzt das Wasser an der vorderen Spornmessstelle nur noch eine Drallbewegung. Die Staukomponente existiert nicht. Der größte Nachteil dieser Messstelle ist die größere Entfernung zum Laufrad und damit zur Pulsationsquelle.

Als Ergebnis der theoretischen Überlegungen lässt sich festhalten: Die Messstelle 2 und die Messstelle „Sporn vorn“ stellen die günstigste Position für die Erfassung des Schaufeldrehklangs dar.

Experimentelle Bewertungsverfahren

Nach der theoretischen Bewertung erfolgt eine Überprüfung der Messstellenauswahl durch Messungen an der Kreiselpumpe.

Im realen Drucksignal sind zusätzliche Störungen enthalten. Die Störungen rühren von mechanischen Schwingungen und/oder Wirbeln her, die an Kanten oder an den Messbohrungen

entstehen. Ihre Anzahl und Intensität ist abhängig von der Drehzahl, dem Volumenstrom und damit von der Fluidgeschwindigkeit. Die Wirbelzahl steigt mit der Fluidgeschwindigkeit an, das Fließverhalten wird turbulenter, und die Störungen nehmen zu.

Ähnliches gilt für den Schaufeldrehklang als Nutzsignal:

Bei einer niedrigen Drehzahl weist die Anregung durch die Schaufeln im Amplitudenfrequenzgang eine geringe Signalamplitude auf. Dieses Verhalten gilt auch für den Volumenstrom: Ist er und damit die Fluidgeschwindigkeit gering, so ist auch die Anregung schwach. Es ist nicht exakt bekannt, wie stark sich die einzelnen Einflüsse auf das Sensorsignal auswirken. Es besteht die Gefahr, dass das Nutzsignal von Störungen verdeckt wird. Außerdem wandert bei niedrigen Drehzahlen der Schaufeldrehklang in den Frequenzbereich, in dem mechanische Schwingungen des Prüfstands das Drucksignal stark beeinflussen.

Die Abbildungen 3.23 bis 3.25 geben einen Überblick über mögliche Spektren der Drucksignale. Dabei entspricht Abbildung 3.23 dem günstigsten Fall: Der Schaufeldrehklang hebt sich eindeutig hervor, er weist die höchste Amplitude auf und ist zweifelsfrei erkennbar. In Abbildung 3.24 sind die Verhältnisse nicht mehr eindeutig, die hydraulische Unwucht bei 25 Hz und Störampplituden stechen hervor. Wird die Suche nach dem Schaufeldrehklang auf den Bereich beschränkt, den die Kreiselpumpe im Normalbetrieb anregt (100 bis 250 Hz), ist eine Identifikation eindeutig möglich. Bei einem Spektrum, wie es in Abbildung 3.25 zu sehen ist, führt das Vorgehen zu einem falschen Resultat. In der Nähe des Schaufeldrehklangs existieren weitere Störquellen. Nur mit Vorwissen kann die richtige Amplitude ermittelt werden. Das Vorwissen resultiert aus der Statorfrequenz und/oder den letzten bestimmten Drehzahlen.

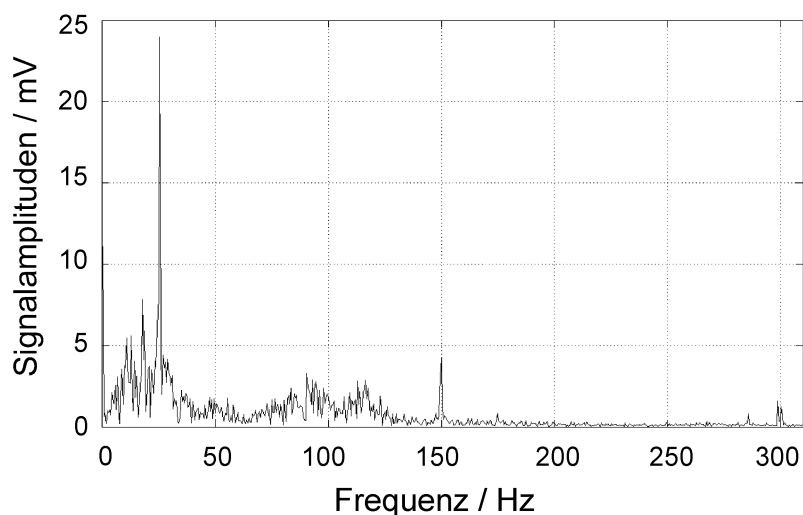


Abb. 3.24.: Die hydraulische Unwucht (25 Hz) weist eine größere Amplitude als der Schaufeldrehklang (150 Hz) auf (Messstelle „4 rechts“ bei 90 m³/h).

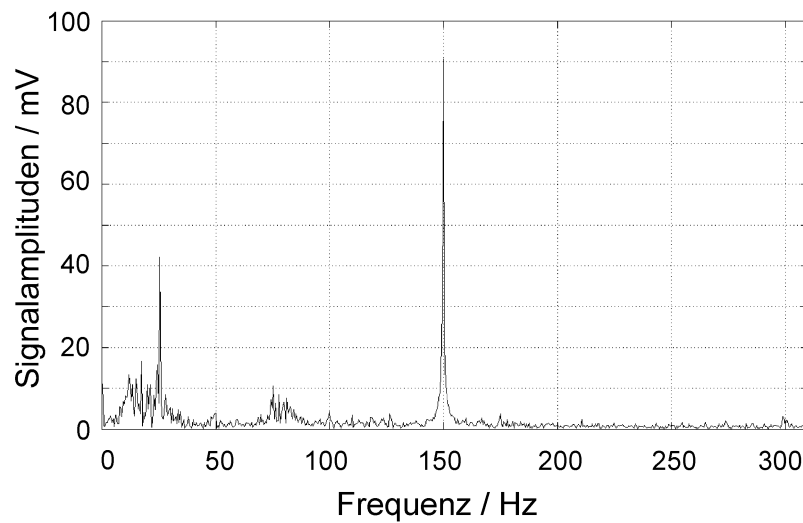


Abb. 3.23.: Für die Detektion gut geeignetes Spektrum (Messstelle „2 rechts“ bei 1500 U/min und $90 \text{ m}^3/\text{h}$).
Die Schaufeldrehklangamplitude bei 150 Hz hebt sich deutlich ab.

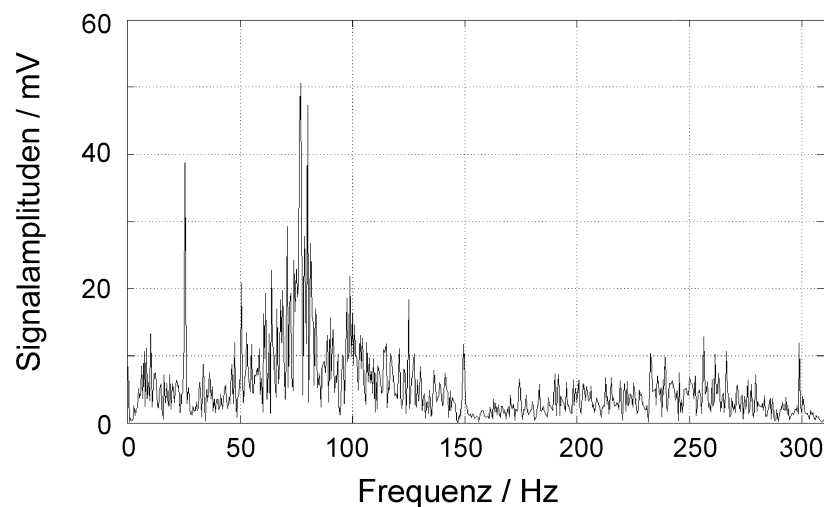


Abb. 3.25.: Der Schaufeldrehklang (150 Hz) ist geringer als die Störampplituden (Messposition Eintritt bei $105 \text{ m}^3/\text{h}$).

Um die unterschiedlichen Messstellen bewerten zu können, ist ein Ansatz zu finden, der die Anforderungen des Verfahrens zur Drehzahlbestimmung an die Sensorsignale widerspiegeln. Der Ansatz soll robust und ohne zusätzliches Vorwissen aus dem System heraus anwendbar sein. Eine Aufbereitung des Signals ist nach Möglichkeit zu vermeiden, um die Komplexität

und Störanfälligkeit so gering wie möglich zu halten. Im Folgenden werden zwei Ansätze vorgestellt: Bestimmung der Amplitudendifferenz und das Signal-Rausch-Verhältnis.

Bestimmung der Amplitudendifferenz als Bewertungskriterium:

Ein mögliches Bewertungskriterium ist die Bestimmung der Amplitudendifferenz zwischen dem Schaufeldrehklang und der/den höchsten Störamplitude(n). Dabei kann ihre Lage im Spektrum einbezogen werden. So können Störungen außer- oder innerhalb des Frequenzbereichs auftreten, in dem der Schaufeldrehklang sich im Normalbetrieb befindet. Befinden sich die Störfrequenzen innerhalb des Schaufeldrehklangbereichs, so können sie fälschlicherweise als Schaufeldrehklang interpretiert werden. Liegen die Störfrequenzen außerhalb des Bereichs, können sie durch ein voran geschaltetes Filter gedämpft werden.

Ein Nachteil ist, dass nur einzelne Frequenzen in die Analyse einfließen. Zusätzlich muss entschieden werden, in welchem Maße die Bestimmung der Drehzahl von den einzelnen Störungen beeinflusst wird. Dazu sind mehrere Spektren im zeitlichen Abstand (> 1 Tag) aufzunehmen, um sicherzugehen, dass die Störfrequenzen zeitinvariant sind.

Als alternativer Ansatz kann für die Bewertung das gesamte Spektrum einbezogen werden. Dabei wird das Nutzsignal in Relation zum restlichen Signal gesetzt. Das Bewertungskriterium wird im Folgenden näher erläutert.

Signal-Rausch-Verhältnis als Bewertungskriterium:

Als Maß für die Eignung der Messstelle wird der Störabstand SNR (Signal to Noise Ratio) eingesetzt. Er gibt das Verhältnis von der an der Messkarte anliegenden mittleren Nutzsignalleistung P_N zu einer ihr überlagerten Störsignalleistung P_S an. Der Störabstand ist eine dimensionslose Größe; die Darstellung erfolgt im logarithmischen Maßstab:

$$\text{SNR} = 10 \lg \frac{P_N}{P_S} \text{ [dB]} \quad (3.14)$$

Um den Störabstand zu bestimmen, ist eine Trennung zwischen Nutz- und Rauschsignal notwendig.

Im Folgenden wird das Vorgehen zur Berechnung des SNR beschrieben:

Dem Schaufeldrehklang ist ein großer Anteil an Störungen überlagert, die fälschlicherweise als das gesuchte Signal interpretiert werden können. Die Störamplitude ist ein stochastisches Signal, das durch Mittelwert und Wahrscheinlichkeiten festgelegt ist. Ändern sich die statistischen Kennwerte und Verteilungen nicht mit der Zeit, so wird der Prozess als stationär

bezeichnet. Daher kann die Leistung P_S wie folgt bestimmt werden [KK89]:

$$P_S = \int_{-\infty}^{\infty} S_{SS}(\omega) d\omega \quad (3.15)$$

Die Signalleistung wird durch Integration des Leistungsdichtespektrums des Störanteils des Drucksignals $S_{SS}(\omega)$ über den gesamten Frequenzbereich bestimmt.

Mittels des WIENER-KHINTCHINE-Theorems [KK89] ist eine Substitution des Leistungsdichtespektrums durch die Autokorrelationsfunktion des Störsignals $R_{SS}(\tau)$ möglich. Folgende Aussage lässt sich treffen:

$$S_{SS}(\omega) = F\{R_{SS}(\tau)\} = \int_{-\infty}^{\infty} R_{SS}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (3.16)$$

Da das Drucksignal als Zufallsfolge anzusehen ist, hat die Autokorrelationsfunktion nur für den Wert $\tau = 0$ einen Wert $\neq 0$. Dieser entspricht dem Erwartungswert $x_s(\tau)^2$ und damit der mittleren Leistung P_S . Mit Hilfe von Gln. (3.15) und des Theorems kann P_S für $\tau = 0$ geschrieben werden als:

$$P_S = R_{SS}(0) = \frac{1}{T} \int_0^T x_s^2(t) dt \quad (3.17)$$

T entspricht dem Betrachtungszeitraum.

Das Signal wird für die digitale Verarbeitung in der Auswerteeinheit zeitlich diskretisiert. Das Signal $x_s(t)$ geht über in $x_s(n)$ und während des Betrachtungszeitraums T werden N Abtastwerte aufgezeichnet. Das Integral wird durch die Summe ersetzt:

$$\frac{1}{T} \int_0^T x_s^2(t) dt = \frac{\sum_{i=0}^{N-1} x_s^2(i)}{N} \quad (3.18)$$

Da im Zeitbereich eine Trennung zwischen Nutz- und Störsignal nicht erfolgen kann, muss die Berechnung in den Frequenzbereich überführt werden. Hierzu dient das PARSEVAL-Theorem. Es besagt, dass die Energie eines Signals im Zeitbereich gleich der Energie im Frequenzbereich ist:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |X(\omega)|^2 d\omega \quad (3.19)$$

Da hier zeitdiskretisierte Werte vorliegen, muss die Aussage in die diskrete Fourier-Transformation überführt werden. Das Resultat wird als PARSEVALSCHES-Theorem der DFT bezeichnet:

$$\sum_{i=0}^{N-1} |x(i)|^2 = \frac{\sum_{k=0}^{N-1} |X(k)|^2}{N} \quad (3.20)$$

Mit Hilfe dieses Theorems ist es möglich, $x_s(i)$ in Gleichung (3.18) durch ihre diskrete Fouriertransformierte $X_s(k)$ zu ersetzen, und die Störsignalleistung P_s zu bestimmen:

$$P_s = \frac{\sum_{k=0}^{N-1} |X_s(k)|^2}{N^2} \quad (3.21)$$

Zur Ermittlung der Nutzsignalleistung P_N kann in gleicher Weise vorgegangen werden:

$$P_N = \int_{-\infty}^{\infty} S_{NN}(\omega) d\omega \quad (3.22)$$

$S_{NN}(\omega)$ steht für das Leistungsdichtespektrum des Nutzsignals. Mit den gleichen Annahmen wie für das Störsignal kann die Leistung des Nutzsignals bestimmt werden. Es ergibt sich folgende Berechnungsvorschrift:

$$P_N = \frac{\sum_{k=0}^{N-1} |X_N(k)|^2}{N^2} \quad (3.23)$$

$X_N(k)$ ist die diskrete Fouriertransformierte des Nutzsignals.

Werden die Gleichungen (3.23) und (3.21) in die Gleichung (3.14) eingesetzt, so ergibt sich folgende Berechnungsvorschrift für den SNR:

$$\text{SNR} = 10 \lg \frac{P_N}{P_s} = 10 \lg \frac{\frac{\sum_{k=0}^{N-1} |X_N(k)|^2}{N^2}}{\frac{\sum_{k=0}^{N-1} |X_s(k)|^2}{N^2}} = 10 \lg \frac{\sum_{k=0}^{N-1} |X_N(k)|^2}{\sum_{k=0}^{N-1} |X_s(k)|^2} \quad (3.24)$$

Dieser Algorithmus wird für die Auswertung in Matlab implementiert. Die Frequenz des Schaufeldrehklangs wurde zuvor an Hand einer FFT bestimmt und als Parameter dem Programm übergeben.

Das Sensorsignal wird vor der Digitalisierung bandbegrenzt. Der Schaufeldrehklang hat eine Maximalfrequenz von 250 Hz, das Tiefpassfilter eine Eckfrequenz von 300 Hz.

Ablauf der Messungen

Für die durchzuführenden Messungen wurde ein Messplan erstellt, in dem die zu untersuchenden Arbeitspunkte der Kreiselpumpe fixiert sind (Tab. 3.4). Jeder Arbeitspunkt wird durch die

Drehzahl und den fließenden Volumenstrom festgelegt. Die Nenndrehzahl von 1500 U/min kennzeichnet den günstigsten Arbeitspunkt und liegt zwischen den betrachteten Grenzdrehzahlen bei 1000 und 2500 U/min. Insgesamt wurden fünf Drehzahlen im betrachteten Betriebsbereich angefahren. Der Einfluss des Volumenstroms auf das Signal wird berücksichtigt, indem er bei jeder Drehzahl zwischen $0 \text{ m}^3/\text{h}$ und dem jeweiligen Maximum $q_{v \max}(n)$ variiert wird. Über diesen Bereich sind neun Messpunkte gleichmäßig verteilt.

Auf Grund des hohen zeitlichen Aufwands können nicht alle Kombinationen von Drehzahl, Messstelle und Volumenstrom angefahren werden. Daher werden im ersten Schritt alle Messstellen bei Nenndrehzahl analysiert. Auf Basis der gewonnen Erkenntnisse kann dann bei 2500 U/min die Zahl der zu untersuchenden Messstellen auf die Hälfte verringert werden.

Im folgenden Messablauf werden die Drucksignale bei 1000 U/min untersucht und eine erneute Halbierung der zu untersuchenden Messstellen vorgenommen. Die restlichen zwei werden zum Abschluss nochmals bei den Zwischendrehzahlen 1250 U/min und 2000 U/min analysiert und bewertet.

Tabelle 3.4.: Aufgestellter Messplan

Drehzahl in U/min	1500	2500	1000	1250	2000
Frequenz des Schaufeldrehklangs in Hz	150	250	100	125	200
Anzahl der Messstellen	8	4	2	2	2

Messergebnisse

In Tabelle 3.5 ist ein Auszug der Untersuchungsergebnisse bei 1500 U/min aufgelistet. Da die Messergebnisse zum Teil stark vom eingestellten Volumenstrom abhängig sind, wurde der Mittelwert μ über die untersuchten Volumenströme gebildet. Je größer der Mittelwert, umso mehr hebt sich der Schaufeldrehklang von den Störsignalen ab. Um die Schwankung der einzelnen Werte untereinander zu berücksichtigen, wird zudem die Varianz σ bestimmt. Je kleiner die Varianz ist, umso gleichbleibender ist der Störabstand über dem Volumenstrom. Als Resultat der Messungen bei 1500 U/min lässt sich nach Tabelle 3.5 folgendes festhalten:

Die Messstellen „4 links“, „4 rechts“, „Sporn hinten“ und „Austritt“ weisen einen SNR-Mittelwert von kleiner -10 dB auf. Daher kommen sie für weitere Untersuchungen nicht mehr in Frage. Es verbleiben die Messstellen an der Position „2“, „Sporn vorne“ und „Eintritt“.

Für die nächste Bewertung wird die Drehzahl auf 2500 U/min erhöht. Der mögliche Volumenstrombereich wird wieder aufgeteilt und die Messungen werden durchgeführt. Das Resultat ist in Tabelle 3.6 angegeben. Die Messstellen „2 links“ und „2 rechts“ zeichnen sich weiterhin

3. Voruntersuchungen und Konzeption des integrierten Sensorsystems

Tabelle 3.5.: SNR-Werte der einzelnen Messstellen bei 1500 U/min in dB.

Messstelle	Volumensstrom					Mittelwert	Varianz
	0	$\frac{1}{4} \cdot q_{v \max}$	$\frac{1}{2} \cdot q_{v \max}$	$\frac{3}{4} \cdot q_{v \max}$	$q_{v \max}$	μ	σ
2 rechts	-2,29	-6,03	-6,81	-0,91	-4,06	-4,37	-2,13
4 rechts	-11,83	-10,47	-12,05	-16,33	-10,7	-12,31	3,73
2 links	-7,24	-7,46	-7,59	-7,66	-7,29	-7,54	0,96
4 links	-5,98	-10,16	-13,26	-17,21	-12,8	-10,8	3,87
Austritt	-17,14	-22,33	-25,1	-20,32	-5,93	-19,37	8,25
Eintritt	-1,01	-4,21	-2,31	-2,31	-10,92	-6,33	7,33
Sporn vorn	-4,41	-7,8	-6,2	-7,59	-15,5	-8,3	3,42
Sporn hinten	-22,01	-22,96	-17,53	-21,23	-19,2	-21,53	5,11

durch gute Werte aus, so dass sie das Signal für die Drehzahlbestimmung liefern sollen. Messungen bei 1000 U/min bestätigen dieses Ergebnis (Tabelle 3.7). Abschließend bleibt noch zu klären, ob das Drucksignal der Messstellen in der linken oder der rechten Gehäusenhälfte genutzt werden sollte. Ein Vergleich über alle gemessenen Drehzahlen in Tabelle 3.8 zeigt, dass die Messstelle in der linken Gehäusenhälfte zu bevorzugen ist.

Tabelle 3.6.: SNR-Werte der unterschiedlichen Messstellen bei 2500 U/min in dB.

Messstelle	Volumensstrom					Mittelwert	Varianz
	0	$\frac{1}{4} \cdot q_{v \max}$	$\frac{1}{2} \cdot q_{v \max}$	$\frac{3}{4} \cdot q_{v \max}$	$q_{v \max}$	μ	σ
2 rechts	0,55	-8,36	-2,18	-6,33	-3,41	-3,86	2,6
2 links	-3,94	-12,05	-6,54	-10,62	-4,4	-5,97	3,15
Eintritt	-26,53	-29,44	-30,74	-34,19	-27,68	-28,48	4,35
Sporn außen	-1,88	-9,91	-13,82	-10,63	-12,31	-11,22	7,87

Tabelle 3.7.: SNR-Werte der Messstellen bei 1000 U/min in dB.

Messstelle	Volumensstrom					Mittelwert	Varianz
	0	$\frac{1}{4} \cdot q_{v \max}$	$\frac{1}{2} \cdot q_{v \max}$	$\frac{3}{4} \cdot q_{v \max}$	$q_{v \max}$	μ	σ
2 rechts	2,38	-16,14	-0,57	0,08	-2,34	-3,3	5,53
2 links	0,25	-10,33	-4,29	-4,52	-6,41	-4,77	3,2

Tabelle 3.8.: Übersicht der ermittelten SNR-Werte der Messstellen „2 rechts“ und „2 links“ für alle Drehzahlen in dB

Drehzahl / (U/min)	Messstelle „2 rechts“		Messstelle „2 links“	
	Mittelwert μ	Varianz σ	Mittelwert μ	Varianz σ
1000	-3,3	5,52	-4,77	3,2
1200	-4,89	3,15	-5,55	2,09
1500	-4,37	2,13	-7,54	0,96
2000	-3,37	2,26	-3,25	2,5
2500	-3,86	2,6	-5,97	3,15

3.6. Kavitation

Kavitation ist nach YOUNG [YY89] die Bildung und Aktivität von Blasen oder Kavitäten in Flüssigkeiten. Dabei kann Bildung sowohl die eigentliche Entstehung bedeuten, als auch die Expansion von bereits existierenden Blasen auf ein makroskopisches Niveau. Die Blasen können sowohl mit Dampf als auch mit Gas gefüllt sein, das zuvor in der Flüssigkeit gelöst war. Bei der Dampfkavitation handelt es sich um Kavitation im eigentlichen Sinne, da sie eine Hauptursache für Schaufelschäden ist. Sie wird im Folgenden näher betrachtet.

3.6.1. Modellvorstellung

Kondensiert die Dampfblase, so implodiert sie. Das führt zur Bildung von akustischen Schockwellen. Der gesamte Vorgang der Kavitation besteht daher aus der Expansion und Implosion von Dampfblasen.

Im Folgenden soll geklärt werden, durch welche Vorgänge Kavitation hervorgerufen wird und wie sie sich auf den Betrieb von Kreiselpumpen auswirkt.

Zunächst zur Entstehung von Kavitation:

Das Wasser kann in einem definierten Punkt, z.B.: $p_1 = 1$ bar und $\vartheta_1 = 20^\circ\text{C}$ verdampfen, wenn

- die Flüssigkeit bei gleichbleibendem Druck auf die Siedetemperatur $\vartheta_V(p_1)$ erwärmt wird.

Wird die Temperatur bei einem statischen Druck von 1 bar auf 100°C erhöht, beginnt Wasser zu kochen, es entstehen Dampfblasen.

3. Voruntersuchungen und Konzeption des integrierten Sensorsystems

- bei konstanter Temperatur von 20°C der Druck auf den Sättigungsdruck p_v (ϑ_1) reduziert wird.

Wird der Sättigungsdruck unterschritten - bei 20°C ist dies ein Druck von 20 mbar - beginnt das Wasser ebenfalls zu verdampfen.

Bei Strömungsmaschinen spielt die Druckabsenkung die entscheidende Rolle. Auf Grund von hydrodynamischen Druckänderungen entstehen im Fluid Bereiche, in denen der statische Druck p_{stat} den Dampfdruck p_v unterschreitet. An sich im Wasser befindlichen Kavitationskeimen (Mikroblasen und Schwebeteilchen) kommt es zur Bildung von Dampfblasen. Diese werden von der Strömung mitgerissen und gelangen in Bereiche, in denen der statische Druck über dem Dampfdruck steigt. Es kommt es zu einer Kondensation des Dampfes und die Blasen implodieren. Der Kavitationsvorgang ist beispielhaft in Abbildung 3.26 dargestellt. Der statische Druck sinkt während des Flusses durch die Engstelle. Der Volumenstrom q_v ist an jeder Stelle x entlang des Rohres gleich. Daraus folgt: $q_v = v_0 \cdot A_0 = v_x \cdot A_x$. Wenn sich der Querschnitt verkleinert, muss sich aus Kontinuitätsgründen die Fluidgeschwindigkeit erhöhen.

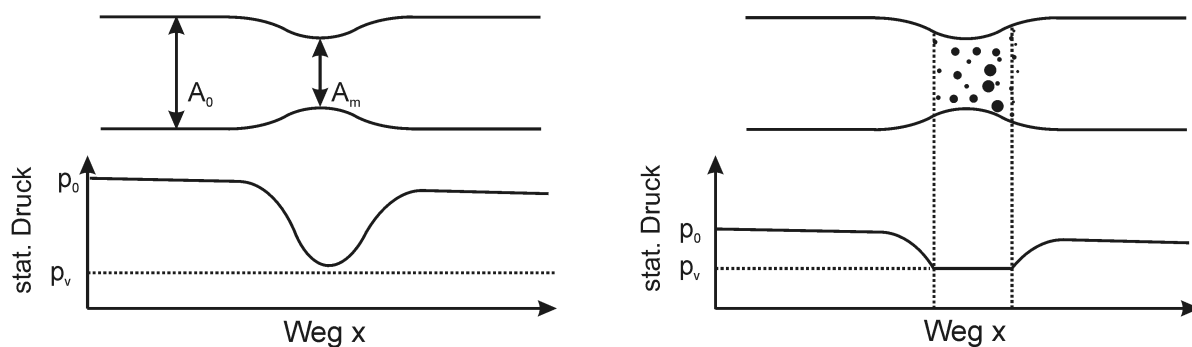


Abb. 3.26.: Druckverlauf in einem Rohr mit Engstelle

Links: Der statische Druck p_0 ist über der gesamten Strecke x oberhalb des Dampfdrucks p_v . Rechts: Der Dampfdruck p_v wird an der Engstelle unterschritten, es bilden sich Dampfblasen aus, die Strömung kavitiert.

Nach der Gleichung zur Energieerhaltung nach BERNOULLI bleibt der Totaldruck p_{total} konstant. Er setzt sich wie folgt zusammen:

$$p_{\text{total}} = \underbrace{p_{\text{stat}}}_{\text{statischer Druck}} + \underbrace{\rho gh}_{\text{geodätischer Druck}} + \underbrace{\frac{1}{2}\rho v^2}_{\text{dynamischer Druck}} = \text{konstant} \quad (3.25)$$

ρ : Dichte des Wassers; g : Erdbeschleunigung; h : Höhe über der Referenzebene; v : Fluidgeschwindigkeit

Da sich der Volumenstrom horizontal bewegt, ist der Term ρgh an jeder Stelle x konstant. Wenn sich die Fließgeschwindigkeit in der Engstelle erhöht, verringert sich zwangsläufig der statische Druck p_{stat} .

Im linken Teil von Abbildung 3.26 bleibt der statische Druck p_{stat} über der gesamte Strecke oberhalb des Dampfdrucks p_v , der Strömungsverlauf ist unauffällig. Auf Grund von Verlusten (Rohrreibung) sinkt der Druck über dem Weg x . Im rechten Teil ist der Totaldruck p_{total} verringert, der Dampfdruck p_v wird in der Engstelle unterschritten. Es bilden sich dampfgefüllte Blasen. Sie werden von der Strömung mitgerissen und vergrößern ihren Radius. Nach der Engstelle steigt der Druck wieder an. Sobald der Dampfdruck überschritten wird, kondensiert der Dampf zu Wasser und der Unterdruck führt zur Implosion der Blasen. Schließlich prallen die Grenzschichten zwischen Wasser und Dampf aufeinander. Es kommt zur Ausbreitung von akustischen Schockwellen. Die Strömung kavitiert sicht- und hörbar.

3.6.2. Auswirkungen auf den Betrieb von Kreiselpumpen

Beim Auftreten des Phänomens „Kavitation“ kommt es zu Beeinträchtigungen der Funktionsweise der Kreiselpumpen. Hierzu zählen:

- **Veränderung der Strömung**

Die Dampfblasen bilden mit dem Wasser eine Zweiphasenströmung aus. Der effektive Strömungsquerschnitt ist reduziert, und das Strömungsprofil verändert sich. Das Wasser fließt nicht mehr kongruent zur Schaufeloberfläche. Damit verändern sich bei starker Kavitation die charakteristischen Kennlinien der Kreiselpumpe.

- **Energieentzug**

Der Vorgang des Verdampfens benötigt Energie, welche der kinetischen Energie des Fluids entzogen wird. Bei der anschließenden Implosion wird die Energie in Wärme und Druckwellen umgewandelt.

- **Erzeugung von Geräuschen und Schwingungen**

In Folge der Implosion verringert sich der Radius der Blase gleichmäßig von allen Seiten, bis die Grenzschichten zwischen Wasser und Dampf aufeinander stoßen. Bei der Kollision entsteht eine Druckwelle, die sich durch das Medium fortpflanzt. Die Bauteiloberflächen werden von der Welle getroffen, und die Druckwelle überträgt ihre Energie in Form von mechanischen Schwingungen. Die Beanspruchung der Bauteile erhöht sich.

- **Werkstoffzerstörung**

Findet die Implosion in der Nähe einer Bauteiloberfläche statt, so kann das Fluid nicht

gleichmäßig von allen Seiten nachströmen. Das Kollabieren der Blase erfolgt nicht mehr punktsymmetrisch, sondern weicht von der Kugelform ab (Abb. 3.27). Auf der der betrachteten Oberfläche gegenüberliegenden Seite der Blase bildet sich eine konkave Einbuchtung aus. Aus ihr erwächst im weiteren Verlauf ein Wasserstrahl, der als „Microjet“ bezeichnet wird. Beim Auftreffen auf die Oberfläche überträgt er seine kinetische Energie auf das Bauteil. Auf die Aufprallfläche von wenigen $(\mu\text{m})^2$ wirkt eine impulsartige Druckbelastung. Vermutet werden 10^4 bis 10^5 bar [Sto05]. Das Kollabieren erfolgt nicht vollständig. Stattdessen bilden sich Einzelblasen aus, die im weiteren Verlauf ebenfalls implodieren oder als Kavitationskeime dienen.

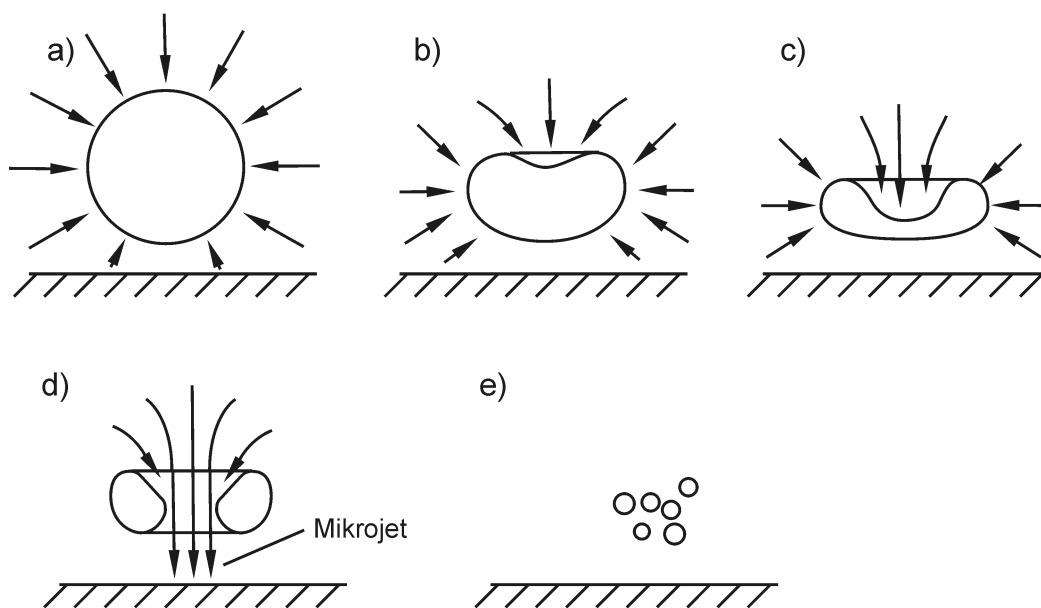


Abb. 3.27.: Zeitlicher Verlauf der Implosion an einer Pumpenoberfläche [Sto05]

a) Beginn der Implosion, b) Bildung der Einbuchtung, c) Entstehung des Microjets, d) Microjet trifft auf die Oberfläche und e) Mikroblasen bleiben zurück, die als Kavitationskeime dienen.

In Folge der Kavitationsereignisse kommt es zu lokalen, plastischen Verformungen auf den Bauteiloberflächen. Es bilden sich kleine Krater aus, die als Pits bezeichnet werden (Abb. 3.28). Ihre Durchmesser liegen in der Größenordnung zwischen 1 und $100\ \mu\text{m}$, je nach verwendetem Material und Kavitationsintensität. Bei anhaltender Kavitation wird das Gefüge des Materials gelockert, und es kommt zu einem fortschreitenden Materialabtrag (Kavitationserosion). Welcher Vorgang, Microjet oder Druckwelle, maßgeblich für die Erosion ist, ist in der Literatur umstritten [Dul05], [Loh01].

Auf Grund der beschriebenen Auswirkungen ist das Auftreten von Kavitation während des Betriebes zu unterbinden. Die Laufzeit der Kreislumppe kann verlängert werden, und der Fluidtransport wird energieeffizienter.

Um die Gefahr von auftretenden Kavitationsereignissen auszudrücken, wurde der *NPSH*-Wert eingeführt. Auf seine Bestimmung und die Bedeutung im Bezug auf Kavitation wird im folgenden Abschnitt näher eingegangen.

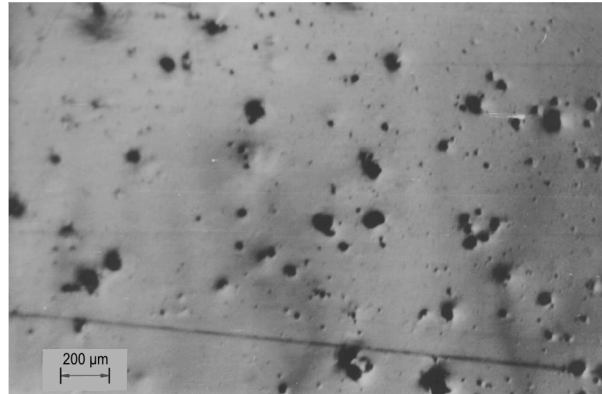


Abb. 3.28.: Oberfläche mit Pits in Folge von Kavitationseinwirkung [Sto05]

3.6.3. Zusammenhang Kavitation - *NPSH*-Wert

Der Net **P**ositiv **S**uction **H**ead -Wert beschreibt die Druck- bzw. Energiereserve gegenüber einer beginnenden Verdampfung. Diese Reserve wird in der Säulenhöhe des zu fördernden Mediums gemessen:

$$NPSH = \frac{p_{\text{total}} - p_v}{\rho g} \quad [\text{m}] \quad (3.26)$$

$$p_{\text{total}} = p_{\text{stat}} + \frac{1}{2}\rho v^2 \quad (3.27)$$

Jede Kreislumppe benötigt eine minimale Energiereserve zum nahezu kavitationsfreien Betrieb. Die Reserve wird mittels des *NPSHR*-Werts (das angehängte R steht für **r**equired) ausgedrückt. Auf Basis der geplanten Anlage wird für den Einbauort der Pumpe eine minimale Energiereserve errechnet, die durch den *NPSHA*-Wert (das A steht hier für **a**available) ausgedrückt wird. Mit Hilfe dieser beiden Werte können der Pumpenhersteller und der Anwender sich auf ein geeignetes Modul abstimmen. Dabei gilt:

$$NPSHA \geq NPSHR \quad (3.28)$$

Je größer die Differenz, desto geringer ist die Wahrscheinlichkeit, dass es zu Kavitationseignissen kommt. Auf Grund der komplexen Strömungsverhältnisse im Eintrittsbereich des Wassers in die Kreiselpumpe wird der *NPSHR*-Wert nicht berechnet, sondern messtechnisch durch den Hersteller bestimmt. Das Vorgehen wird im Folgenden beschrieben.

Messtechnische Bestimmung des *NPSHR*-Wertes

Zur Bestimmung des *NPSHR*-Wertes wird die *NPSH*-Abreißkurve aufgenommen. Dabei wird der Totaldruck solange gesenkt, bis der Volumenstrom durch die Kreiselpumpe nicht mehr aufrecht erhalten werden kann und die Förderhöhe abfällt. Ein Beispiel ist in Abbildung 3.29 dargestellt.

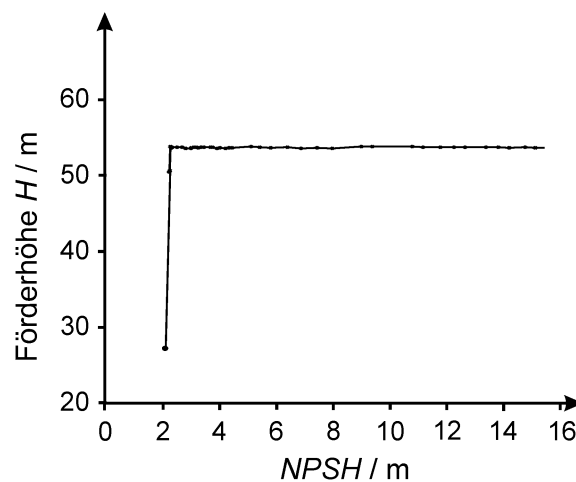


Abb. 3.29.: Aufgenommene *NPSH*-Abreißkurve, Drehzahl konstant

Zur Aufnahme dieser Messreihe wird die Kreiselpumpe bei konstanter Drehzahl betrieben und der Totaldruck so hoch eingestellt, dass Kavitation ausgeschlossen werden kann. Der Totaldruck wird nun langsam reduziert. Der *NPSH*-Wert der Anlage sinkt gemäß Gl. (3.27). Der Volumenstrom q_v wird dabei auf einem konstanten Wert gehalten, um den dynamischen Druckanteil nicht zu verändern. Mit der Verringerung des Totaldrucks beginnt langsam die Bildung von ersten Kavitationsblasen. Sie treten zunächst vereinzelt auf und haben nur einen geringen Einfluss auf den Betrieb. Wird der *NPSH*-Wert weiter abgesenkt, so nimmt die Kavitation immer weiter zu. Die Blasen haften am Schaufeleintritt und versperren den Eintritt des Fluids in die Schaufelkanäle. Durch die reduzierte Eintrittsöffnung erhöht sich die Geschwindigkeit des Fluids und der statische Druck im Durchflussbereich verringert sich weiter. Die Blasen vergrößern sich. Durch die verschlechterte Strömungsführung kann die Förderaufgabe

nicht mehr wie im Auslegungsfall erfüllt werden. Die von der Kreiselpumpe erzeugte Druckerhöhung bzw. Förderhöhe nimmt ab.

Kavitation beginnt zunächst schleichend. Als ihr Eintrittsbeginn wird der Zustand definiert, wenn die Förderhöhe um 3 % gegenüber dem Ausgangswert gesunken ist. Dieser Punkt wird als *NPSH3*-Wert bezeichnet.

Der aktuelle *NPSH*-Wert gibt Auskunft über die Auftretswahrscheinlichkeit von Kavitation. Über ihre Intensität und Aggressivität trifft er jedoch keine Aussage. Abhängig vom Werkstoff und der Einwirkungsdauer kommt es zu einer mehr oder weniger stark schädigenden Wirkung an den Bauteilen. Die Stärke der Schadenswirkung wird als Kavitationsaggressivität bezeichnet.

Korrelation zwischen *NPSH*-Wert und Kavitationsfolgen

In Abbildung 3.30 ist ein qualitativer Zusammenhang zwischen dem *NPSH*-Wert auf der Abszisse und den abhängigen Größen Förderhöhenabfall ΔH , Schallleistungspegel L_p , die Länge der Kavitationsblasen L_{Blase} und dem Materialabtrag m/t relativ zum jeweiligen Maximalwert dargestellt. Bei sinkendem *NPSH*-Wert lassen sich die Kavitationsereignisse als erstes anhand ihrer Schallemissionen erkennen. Bei fortlaufender Reduktion des *NPSH*-Werts erreichen die Blasen eine sichtbare Größe. Je nach Kavitationsfestigkeit beginnt in der Folge der Materialabtrag im Bereich der Kavitationszone [Bac04], [EFAE03]. Die Blasen vergrößern sich weiter. Es kommt zur Verringerung des Strömungsquerschnitts und die Förderhöhe fällt ab. An diesem Punkt ist die Aggressivität bereits hoch und die Oberflächen werden stark angegriffen. Der *NPSH3*-Wert liegt hinter dem Aggressivitätsmaximum.

Für die Korrelation zwischen der Intensität der Kavitation und ihrer Aggressivität gegenüber Materialien wurden in vorangegangenen Forschungsarbeiten umfangreiche Versuchsreihen durchgeführt. Über eine festgelegte Zeit werden Proben einer definierten Kavitationsintensität ausgesetzt und die hervorgerufene Schädigung bestimmt [BLSB05], [Rat01]. Die Anzahl der entstandenen Pits wird mittels eines zweidimensionalen Bildverarbeitungsverfahrens bestimmt. Sind stärkere Schäden zu analysieren, kommen dreidimensionale Verfahren in Betracht. Hierzu zählt das Wiegen der Probe oder deren dreidimensionale optische Abtastung [YIS04], [BLSB05].

3.6.4. Kavitationsdetektion

Das zu konzipierende Sensorsystem soll das Auftreten von Kavitation erkennen und deren Entstehung vorbeugen. Der *NPSH3*-Wert ist als Indikator ungeeignet, da bei diesem Wert be-

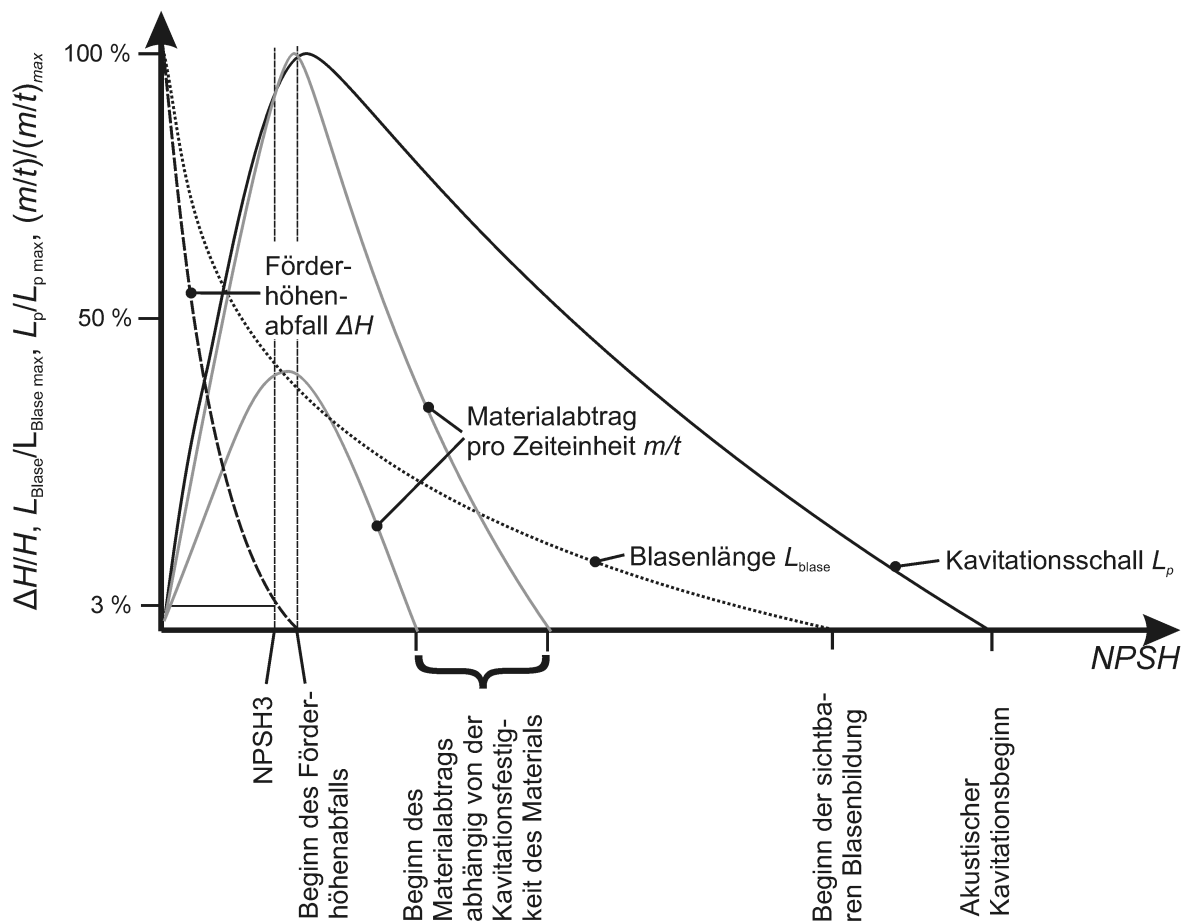


Abb. 3.30.: Qualitative Abhängigkeit der Kavitationsauswirkungen vom *NPSH*-Wert [PP05]

reits das Aggressivitätsmaximum der Kavitation überschritten ist. Als Alternative bietet sich die Messung des Wasser- oder Körperschalls an. Dieser kann bereits detektiert werden, bevor eine Schädigung beginnt. Ferner kann so berücksichtigt werden, dass der Beginn und die Stärke von zusätzlichen Faktoren abhängen. Hierzu zählt die Anzahl der im Fluid enthaltenen Kavitationskeime, die aus Schwebstoffen oder im Fluid gelöstem Gas bestehen [Sto05].

Auswahl des Messortes

Um den Kavitationsbeginn in der Kreiselpumpe detektieren zu können, muss der Ort des Kavitationsbeginns bekannt sein. Im Anschluss kann der geeignete Einsatzort für den Körperschallsensor festgelegt werden.

Die Kavitation beginnt im Ansaugbereich der Kreiselpumpe, dort wo das Fluid in die Schau-

felkammern eintritt (weiße Bereiche in Abb. 3.31). Die Gründe für die Entstehung an diesem Ort sind:

- **niedriger statischer Druck**

Das Fluid wird an dieser Stelle in die Pumpe hineingesaugt. Auf Grund der Reibung im Rohr sinkt der statische Druck im Ansaugrohr bis zum Schaufelrad immer weiter ab.

- **Erhöhung der Relativgeschwindigkeit**

Die Schaufeln erzwingen eine Zunahme der Relativgeschwindigkeit des Fluids gegenüber dem Schaufelrad.

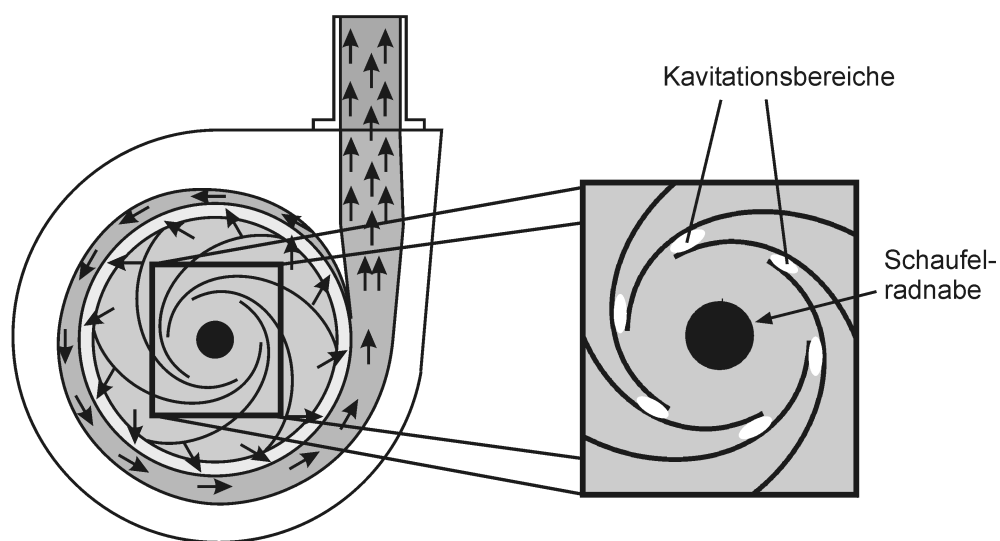


Abb. 3.31.: Bereiche des Kavitationsbeginns in der Kreiselpumpe.

Die ersten Kavitationsblasen (weiße Bereiche) entstehen beim Eintritt in die Schaufelkammern.

Die implodierenden Blasen senden Schockwellen aus, die auf Schaufelrad und Gehäuse der Pumpe treffen. Hinzu kommen in der Nähe der Schaufeloberflächen das Auftreten von Microjets. Die einwirkenden Impulse erzeugen Schwingungen in der Struktur. Untersuchungen an Armaturen haben gezeigt, dass durch die Impulse hochfrequente Anregungen im MHz-Bereich entstehen [Rot06]. Wird nicht unmittelbar an der kavitierenden Struktur gemessen, so treten die hochfrequenten Anteile nach BISCHOF [Bis10] nicht auf. Als Begründung wird auf die dämpfenden Eigenschaften des Materials hingewiesen, das zwischen Kavitations- und Messort liegt.

Um ein möglichst unverfälschtes Signal zu erhalten, wäre die Integration des Körperschallsensors in der Nabe des Schaufelrades wünschenswert. Die Nähe zum Entstehungsort ist ge-

geben, der Sensor ist vor dem Fluid geschützt, und beeinflusst die Strömung nicht. Um das Signal von dem sich drehenden System nach außen zu führen, ist eine drahtlose Energieversorgung und Kommunikation notwendig. Dieser messtechnische Aufwand ist nur im Bereich der Kavitationsforschung durchführbar. Für den Einsatz im industriellen Bereich besteht der Wunsch nach einem Verfahren, bei dem der Sensor an der Außenseite des Pumpengehäuses angebracht werden kann. Der Sensor ist direkt von außen erreichbar und kann im Bedarfsfall leicht ausgetauscht werden. Als Messort bietet sich der Saugstutzen der Kreiselpumpe an (Abb. 3.32). Durch messtechnische Untersuchungen muss nachgewiesen werden, dass im erfassten Körperschallsignal signifikante Merkmale des Kavitationsbeginns nachweisbar sind.

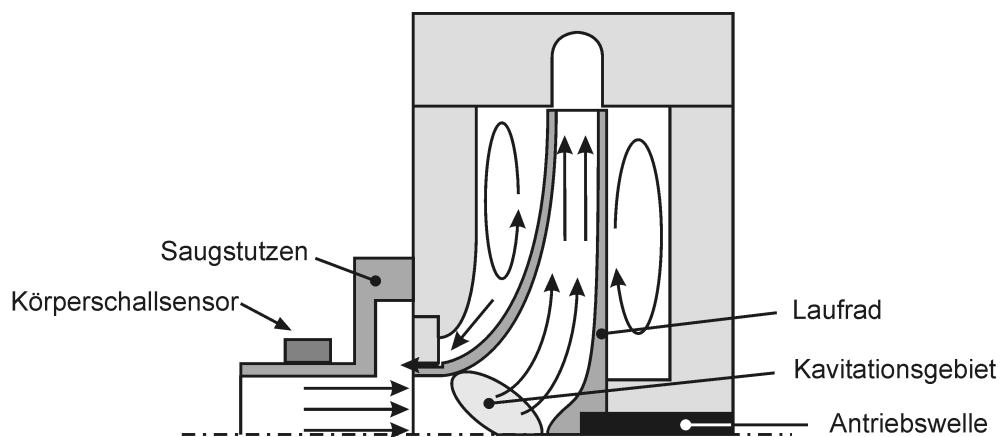


Abb. 3.32.: Schnitt durch die Kreiselpumpe mit Kavitationsgebiet und integriertem Körperschallsensor

Eingesetzte Messtechnik

Zunächst muss festgelegt werden, welchen Frequenzbereich der Körperschallsensor abdecken sollte: Anregung des Systems Kreiselpumpe durch in der Nähe stehende Maschinen, Lager Schäden und Unwucht finden in einem Frequenzbereich bis 50 kHz statt [Sch95]. Um ausschließlich den durch Kavitationsanregung erzeugten Schallpegel auszuwerten, ist in der Signalverarbeitung ein Hochpassfilter mit einer Eckfrequenz von 50 kHz integriert. Die höchsten zu erwartenden Frequenzen liegen im unteren einstelligen MHz-Bereich [Rot05]. Aus den beiden Kriterien ergibt sich der zu untersuchende Frequenzbereich zwischen 50 kHz und 5 MHz. Der Körperschallsensor des Typs M5W der Firma Fujicermics erfüllt mit einem Arbeitsfrequenzbereich zwischen 100 kHz und 4 MHz die Anforderungen zur Analyse von Kavitationssignalen. Für Frequenzen unter 100 kHz ist das Übertragungsverhalten nicht bekannt.

Der Sensor basiert auf dem piezoelektrischen Prinzip und liefert als Ausgangssignal eine zur Beschleunigung proportionale Ladungsänderung. Als Primärelektronik kommt ein Ladungsverstärker des Typs CAFE2 AE Preamplifier V3202 der Firma Ziegler Instruments GmbH zum Einsatz. Er gestattet eine Verstärkung des Sensorsignals um wahlweise 40 oder 60 dB. Ein Beispiel für ein gemessenes Kavitationssignal mit dem Köperschallsensor am Saugmund ist in Abbildung 3.33 links dargestellt. Als Anregung wirkt die Implosion einer einzelnen Blase. Das entsprechende Spektrum ist in Abbildung 3.33 rechts dargestellt. Die größten Amplituden treten im Bereich bis 500 kHz auf. Im Normalfall treten die einzelnen Implusionen nicht zeitlich getrennt auf. Es kommt zur Vermischung der einzelnen Druckwellen.

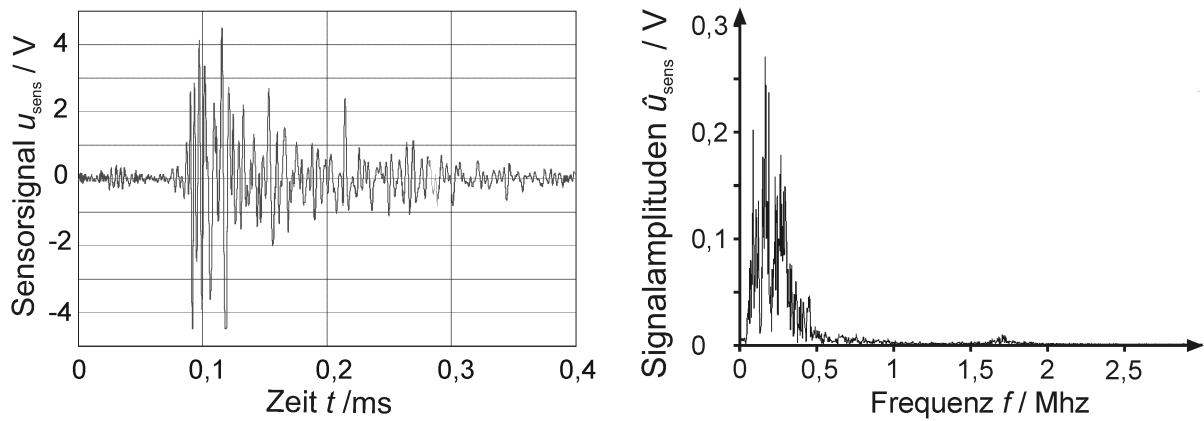


Abb. 3.33.: Sensorsignal eines Kavitationsereignis in der Kreiselpumpe (links) und das dazugehörige Spektrum (rechts) [Bis10]

Die gemessene Maximalamplitude ist ein Maß für die Energie der ausgesandten Schallwelle. Der Signalverlauf hängt von der Dämpfung der durchlaufenden Materialien und der Streuung der Schallwelle an Oberflächen und anderen Blasen ab [Loh01]. Als Maß für die Kavitationsintensität wird die gemessene Signalleistung genutzt. Sie entspricht dem zeitlich gemittelten, quadrierten Effektivwert u_{eff} des Sensorausgangssignals u_{sens} (Gl. (3.29)).

$$u_{\text{eff}}^2 = \frac{1}{T_{\text{mess}}} \int_{t_0}^{t_0 + T_{\text{mess}}} u_{\text{sens}}^2(t) dt \quad (3.29)$$

Die Messzeit T_{mess} sollte nach LOHRBERG [LS01] mindestens zehn Sekunden betragen, um eine statistische Unabhängigkeit der Ergebnisse bei der Kavitationsmessung zu erhalten. Eine Messzeit von zehn Sekunden bei einer Abtastrate von 10 MHz-Bereich ergibt mit ca. 100 MB pro Messung, bei einer Signalaufösung von 8 Bit, eine extrem große zu verarbeitende Datenmenge. Daher wird zur Erfassung der mittleren Leistung des Signals mittels einer Analogelektronik eine Einhüllende über das Signal gelegt. Die im Signal enthaltene Maximalfrequenz

wird reduziert, eine Abtastfrequenz von 50 kHz ist ausreichend.

Zur Funktionsweise der Analogelektronik: Das verstärkte Sensorsignal u_{sens} wird auf Basis einer OPV-Schaltung quadriert und anschließend mittels eines Tiefpasses der Mittelwert gebildet. Das Resultat ist ein niederfrequentes Signal, das proportional zu der in den Sensor eingekoppelten mechanische Leistung ist.

Vergleich der Schallintensitäten im Schaufelrad und am Pumpengehäuse

In der Arbeit von BISCHOF [Bis10] wurde ein Vergleich zwischen den gemessenen Signalen im Schaufelrad und am Pumpengehäuse durchgeführt. Als Resultat lässt sich ein qualitativer Zusammenhang zwischen den beiden Signalen erkennen. Eine direkte quantitative Aussage über die Schallintensität im Schaufelrad lässt sich jedoch nicht treffen. Je nach Stärke der Kavitation ändert sich die Ausbreitung des Blasengebietes. Zu Beginn findet die Kavitation an der Schaufeloberfläche statt. Es erfolgt ein hoher Schallleistungseintrag in die Schaufelradstruktur. Verstärkt sich die Kavitation durch Übergang zur „Wolkenkavitation“, so sind die Blasen weiter von der Schaufelradoberfläche entfernt, die Einkopplung in das Schaufelrad wird geringer. Gleichzeitig nähert sich das Kavitationsgebiet dem Gehäuse. Die Aufteilung der in die Struktur eingepprägten Schallleistung verschiebt sich in Richtung des Pumpengehäuses.

Das zu konzipierende Sensorsystem soll Kavitation erkennen. Wenn Kavitation eintritt, sind im Überwachungssystem Gegenmaßnahmen einzuleiten. Es wird die Drehzahl angepasst und die Prozessleittechnik über das Ereignis informiert. Zur Erfüllung dieser Aufgabe reicht eine qualitative Aussage über die Kavitationsintensität aus. Sie wird in die folgenden Klassen eingeteilt: „keine“, „geringe“, „mäßige“ und „starke Kavitation“.

Bestimmen der Intensität mittels Drucksensoren

Die Kavitationsdetektion soll, wie das komplette Sensorsystem, bei Ausfall eines Sensors im Notbetrieb weiterhin funktionieren. Um dieses zu erreichen, stehen zwei Möglichkeiten zur Auswahl:

- Einsatz von zusätzlichen Körperschallsensoren oder kostengünstiger,
- zusätzliche Signalauswertung der für das Sensorsystem vorgesehenen Drucksensoren.

Für die erste Variante werden zusätzliche Sensoren und entsprechende Auswerteelektroniken benötigt. Das zieht weitere Kosten nach sich. Bei der zweiten Variante reicht die vorhandene Hardware aus. Es ist lediglich eine weitergehende Auswertung der Signale der vorhandenen Drucksensoren notwendig. Daher ist aus Kosten-, aber auch aus Zuverlässigkeitsgründen, die

zweite Variante vorzuziehen.

Für die Untersuchung, ob eine Kavitationsdetektion mittels Drucksensoren möglich ist, müssen im ersten Schritt die Anforderungen an den einzusetzenden Drucksensor bestimmt werden. In einem Folgeschritt ist das Drucksignal auf charakteristische Merkmale hin zu untersuchen, die im Verhältnis zur Kavitationsintensität stehen.

Die Anforderungen an die benötigten Drucksensoren und den Messort ergeben sich aus den Erkenntnissen der Untersuchungen von BISCHOF [Bis10] und den Vorgaben für das Sensorsystem. Sie lassen sich in folgenden Punkten zusammenfassen:

- Frequenzbereich: statisch bis 500 kHz
- Messort: in unmittelbarer Nähe zum Kavitationsgebiet
- Messbereich: 0 bis 5 bar
- Trennfläche zwischen Fluid und Messelement: rostfreie Edelstahlmembran

Die im ersten Punkt genannte obere Grenzfrequenz ergibt sich aus den Messungen mit den Körperschallsensoren. Da auch der statische Druck durch das Sensorsystem erfasst werden muss, ist die untere Grenzfrequenz der Gleichanteil. Der geforderte Druckmessbereich orientiert sich an dem maximal zu erwartenden Druck im Ansaugbereich der Kreislaspumpe.

Die Verwendung eines Sensors mit Edelstahlmembran ist derzeit die einzige Methode, um ein Eindringen von Wasserstoffionen in piezoresistive Silizium-Druckmeselemente über einen längeren Zeitraum zu verhindern [Hoh01]. Auf Grund des geforderten Frequenzbereichs sollte der für die Untersuchung eingesetzte Drucksensor über den gleichen technologischen Aufbau verfügen, wie er auch für das Sensorsystem vorgesehen ist. So ist gewährleistet, dass die gewonnenen Erkenntnisse der Messungen auch in dem zu konzipierenden Sensorsystem umgesetzt werden können.

Als Sensor wurde der XTM 190 der Firma Kulite ausgewählt [Kul10]. Der Messbereich reicht von 0 bis 7 bar. Die Grenzfrequenz wird mit 285 kHz angegeben. Bei der Grenzfrequenz handelt es sich um die erste mechanische Resonanzfrequenz des Sensors. Diese hohe Frequenz wird durch eine direkte Kopplung des piezoresistiven Sensorelements an die Edelstahlmembran erreicht. Der Arbeitsfrequenzbereich des Sensors reicht bis ca. 20 % der Grenzfrequenz [Kul10]. Bis zu dieser Frequenz ist ein proportionaler Zusammenhang zwischen Druck und Sensorausgangssignal gewährleistet. Im darüber liegenden Frequenzbereich ist nur noch eine qualitative Aussage möglich. Sie reicht jedoch für die Merkmalsbildung „Kavitation“ aus. Unter den aufgeführten Randbedingungen sind keine Sensoren mit höheren Grenzfrequenzen kommerziell erhältlich.

Der Messort ist, wie auch bei den Körperschallsensoren, im Saugmund (Abb. 3.34). Der Drucksensor wird so montiert, dass die Membran bündig mit der Umgebung abschließt (dun-

kelgrauer Sensor in Abb. 3.34). So wird eine Wirbelbildung an dem Übergang zwischen Sensor und Saugmund unterbunden. Alternativ kann der Sensor um 90° gedreht montiert werden, so dass die Membran direkt in Richtung des Zulaufs zeigt (hellgrauer Sensor in Abb. 3.34). Da der Saugstutzen einen runden Querschnitt aufweist, kommt es zwangsläufig zu einer Unstetigkeit zwischen Membran und Saugstutzenoberfläche, die das Messergebnis negativ beeinflusst. Daher wird diese Variante nicht weiter verfolgt.

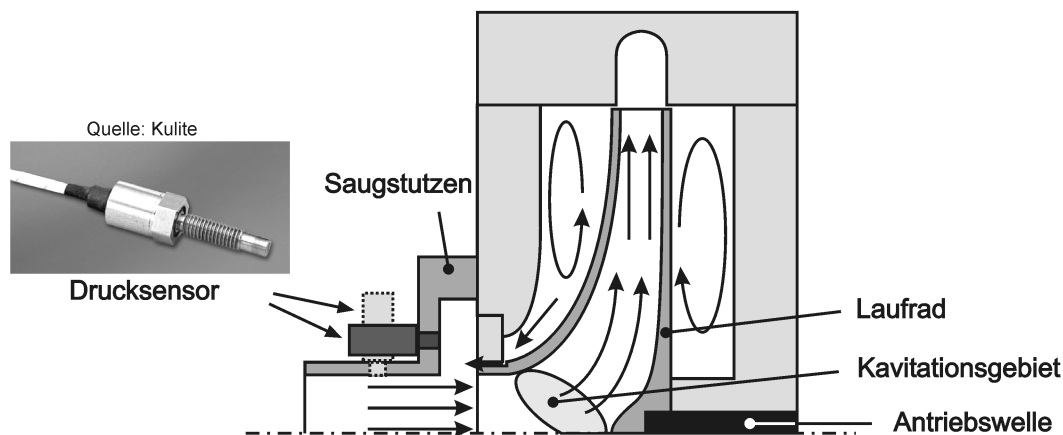


Abb. 3.34.: Messort des Drucksensors zur Kavitationsdetektion.

Hell- und dunkelgrauer Sensor zeigen die möglichen Einbauszenarien für den Drucksensor auf.

Der Sensor liefert als Ausgangssignal die Brückenspannung des Primärsensors. Mittels eines Instrumentationsverstärkers (INA 128 von Texas Instruments) wird das Signal um den Faktor 100 verstärkt. Es folgt ein Hochpass, der den Gleichanteil aus dem Signal herausfiltert. Das Ausgangssignal wird zum Abschluss noch einmal um den Faktor 10 verstärkt.

In Abbildung 3.35 links ist das Spektrum des Drucksignals bei einem *NPSH*-Wert von 20 m dargestellt. Das Hauptniveau der Signalamplituden ab 40 kHz liegt bei ca. -85 dBV (Bezugsgröße: 1V). Kavitiert die Kreiselpumpe, so verändert sich das Spektrum deutlich (Abb. 3.35 rechts): Das Amplitudenniveau steigt insgesamt an. Im Bereich zwischen 80 und 120 kHz kommt es zu einem breiten Maximum und einem negativen Peak bei 90,5 kHz.

Zur genaueren Untersuchung dieser Charakteristika wird das Spektrum bei unterschiedlichen *NPSH*-Werten analysiert. Ausgehend von einem *NPSH*-Wert von 10 m wird der Druck schrittweise gesenkt. Zu Beginn wird eine Schrittweite von 1 m gewählt bis das Maximum beginnt, sich abzuzeichnen (*NPSH*-Wert: 4 m). Ab diesem Punkt wird die Schrittweite auf 0,1 m gesenkt. Als Ergebnis ist in Abbildung 3.36 der Amplitudenwert für $f = 82$ kHz über dem *NPSH*-

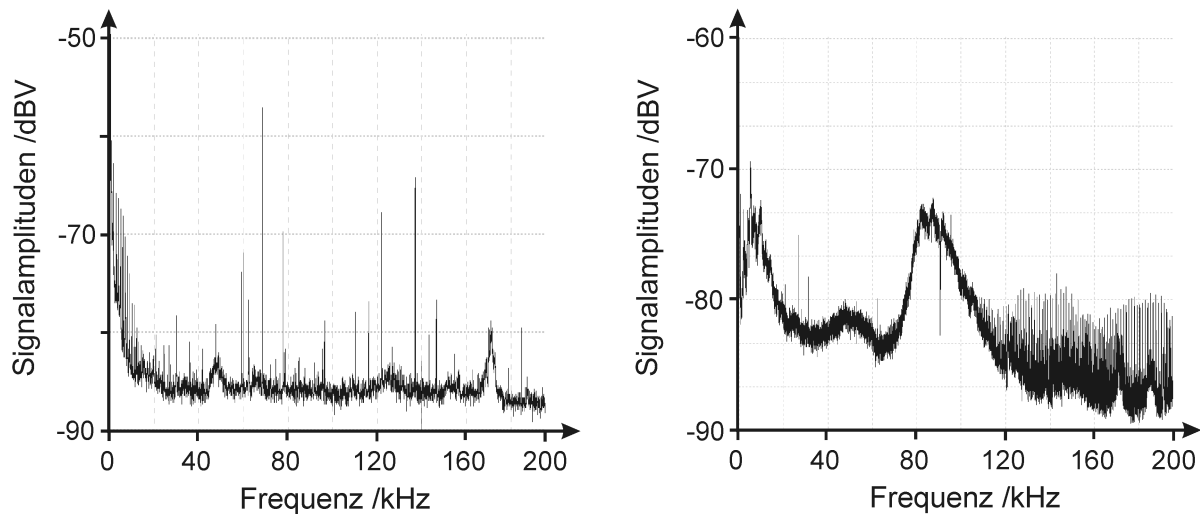


Abb. 3.35.: Spektrum von Drucksignalen bei unterschiedlichen NPSH-Werten

Links: NPSH: 20m, keine Kavitation, rechts: NPSH: 2m, Kavitation

Wert dargestellt. Je niedriger der Wert, desto intensiver ist die Kavitation und auch die gemessene Amplitude. Bei einem *NPSH*-Wert von 0,9 m erreicht die Amplitude ein Maximum von -61,7 dBV und fällt dann wieder ab.

Die mittels des Körperschallsensors gemessene Schalleistung am Saugmund ergibt ebenfalls einen Maximalwert bei einem *NPSH*-Wert von 0,9 m und ein Beginn der erhöhten Schalleistung bei 3,5 m.

Das „breite“ Maximum im Spektrum des Drucksignals konnte mit weiteren Messungen reproduzierbar nachgewiesen werden. Die Kreiselpumpe wurde bei unterschiedlichen Betriebspunkten ($n=1750$ U/min, 2000 U/min jeweils bei Teillast, Überlast und im Optimum) betrieben. Die Frequenz der Maximalamplitude variiert (± 3 kHz) mit dem jeweiligen Betriebspunkt. Mit steigender Drehzahl erhöht sich das Amplitudenmaximum, die Kavitationsintensität am Schaufelrad der Pumpe verstärkt sich. Durch die hohe Amplitudendifferenz zwischen den Zuständen „starke Kavitation“ und „keine Kavitation“ (in Abb. 3.36, 25 dB) erweist sich die Bestimmung der Amplitude als eindeutiges Merkmal für den Grad der Kavitation in der Kreiselpumpe.

Über die Quelle der charakteristischen Frequenzen können gegenwärtig nur Vermutungen durchgeführt werden: Microjets und Implosionen regen das Schaufelrad - insbesondere die Schaufeln - zu Schwingungen an. Dabei liegt eine mechanische Resonanz der Schaufeln im Bereich um 90 kHz. Für die Einteilung in die vier Kavitationsklassen wird eine Unterscheidung in Schwellwerten umgesetzt. Der Betrieb gilt als kavitationsfrei, wenn die Amplitude

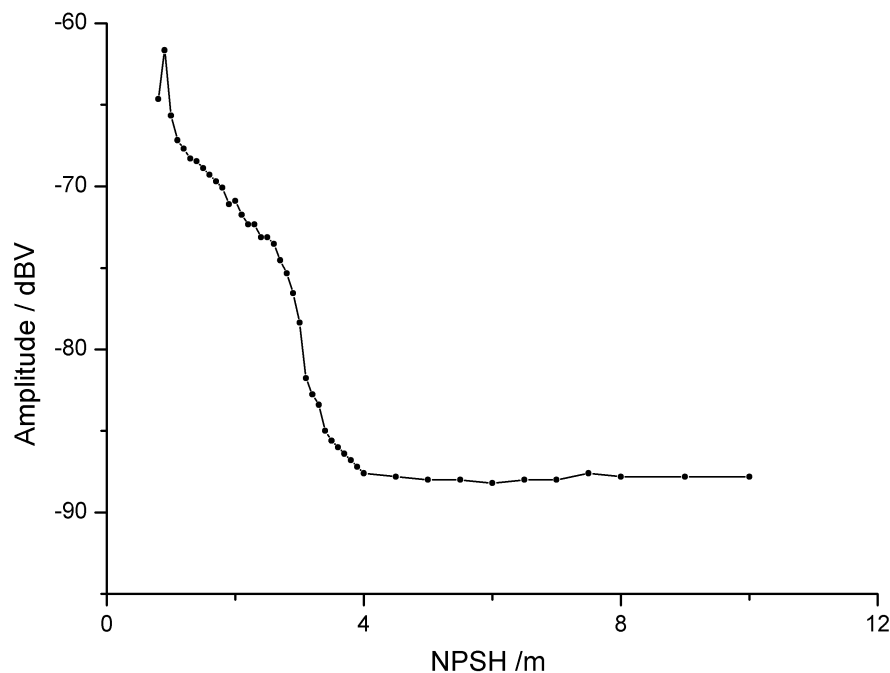


Abb. 3.36.: Verlauf der Frequenzamplitude bei 82 kHz über dem NPSH-Wert ($n=1500$ U/min, $q_v=60$ m³)

unterhalb von -87 dBV liegt. Steigt der Wert bis auf -85 dBV, so ist von „leichter Kavitation“ auszugehen. Bis zu einem Schwellwert von -75 dBV wird die Intensität als „mäßig“ klassifiziert. Darüber ist die Kavitation „stark“ ausgeprägt.

Fazit: Die Kavitationsintensität in der Kreiselpumpe kann qualitativ mit Drucksensoren bestimmt werden. Das System ist nicht auf eine indirekte Bestimmung des Kavitationsbeginns über zusätzliche Kennwerte angewiesen. Durch die Einteilung in die Intensitätsklassen ist es dem Sensorsystem möglich, eine abgestufte Reaktion durchzuführen. Bei einer „leichten Kavitation“ reicht die Reduzierung der Drehzahl möglicherweise aus. Bei einer hohen Intensität muss das übergeordnete System reagieren, indem es z.B. den Systemdruck erhöht.

3.7. Konzept des integrierten Sensorsystems

Als eine Anforderung an das Sensorsystem wurde zu Beginn des Abschnitts 3.5 aus Zuverlässigkeits- und Kostengründen festgelegt, dass möglichst wenige Sensoren eingesetzt werden sollen. Ferner sind Sensoren vom gleichen Typ zu verwenden.

Als Resultat aus den messtechnischen Untersuchungen ergibt sich eine Reduzierung auf die

Messung der physikalischen Größen Druck und Temperatur. In Abschnitt 3.5 wurde nachgewiesen, dass die zuvor mit eigenständigen Sensoren gemessenen Größen Volumenstrom und Drehzahl ebenfalls über den Druck bestimmt werden können. Hierfür werden die vier Drücke p_{ein} , p_{aus} , p_2 und p_4 in der Kreiselpumpe erfasst (Abb. 3.37). Die Temperatur wird am Zulauf des Fluids zur Kreiselpumpe gemessen.

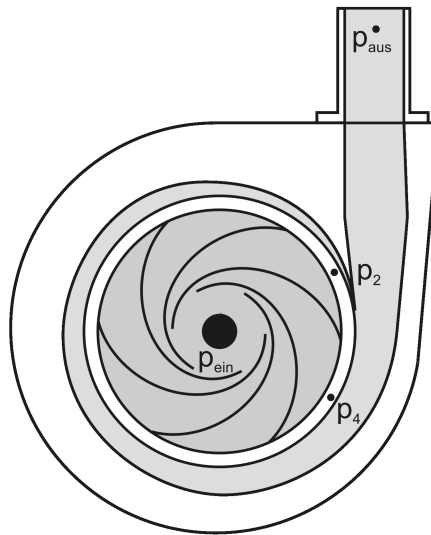


Abb. 3.37.: Lage der Druckmesspunkte in der Kreiselpumpe

Der prinzipielle Aufbau des Sensorsystems ist in Abbildung 3.38 dargestellt. Die Ausgangssignale der Druck- und Temperatursensoren werden der zentralen Signalverarbeitung zugeführt. Hinzu kommen noch die elektrischen Größen Speisestrom und -spannung am Motor. Im ersten Schritt bereitet die Signalverarbeitung die Sensorsignale auf. Dazu gehört die Verstärkung und Filterung der Signale. Die Ausgangssignale werden anschließend digitalisiert und stehen so für die rechnergestützte Auswertung zur Verfügung. Im zweiten Schritt wird der Zustand der Kreiselpumpe überwacht. Maßnahmen sind: Berechnung von abgeleiteten Größen und die Detektion von Störungen im System Kreiselpumpe. Ferner führt das Sensorsystem eine Selbstüberwachung durch und im Falle einer Sensorstörung oder eines Sensorausfalls rekonfiguriert sich das Sensorsystem. Im letzten Schritt reagiert das System auf den ermittelten Betriebszustand: Es setzt eine Statusmeldung an die Leitwarte ab und passt gegebenenfalls die Drehzahl an. Die Veränderung der Drehzahl geschieht über ein Steuersignal, das dem Frequenzumrichter eine Solldrehzahl vorgibt. Im folgenden Kapitel wird auf den konkreten Aufbau des Sensorsystems und die Auswahl der einzelnen Komponenten detailliert eingegangen.

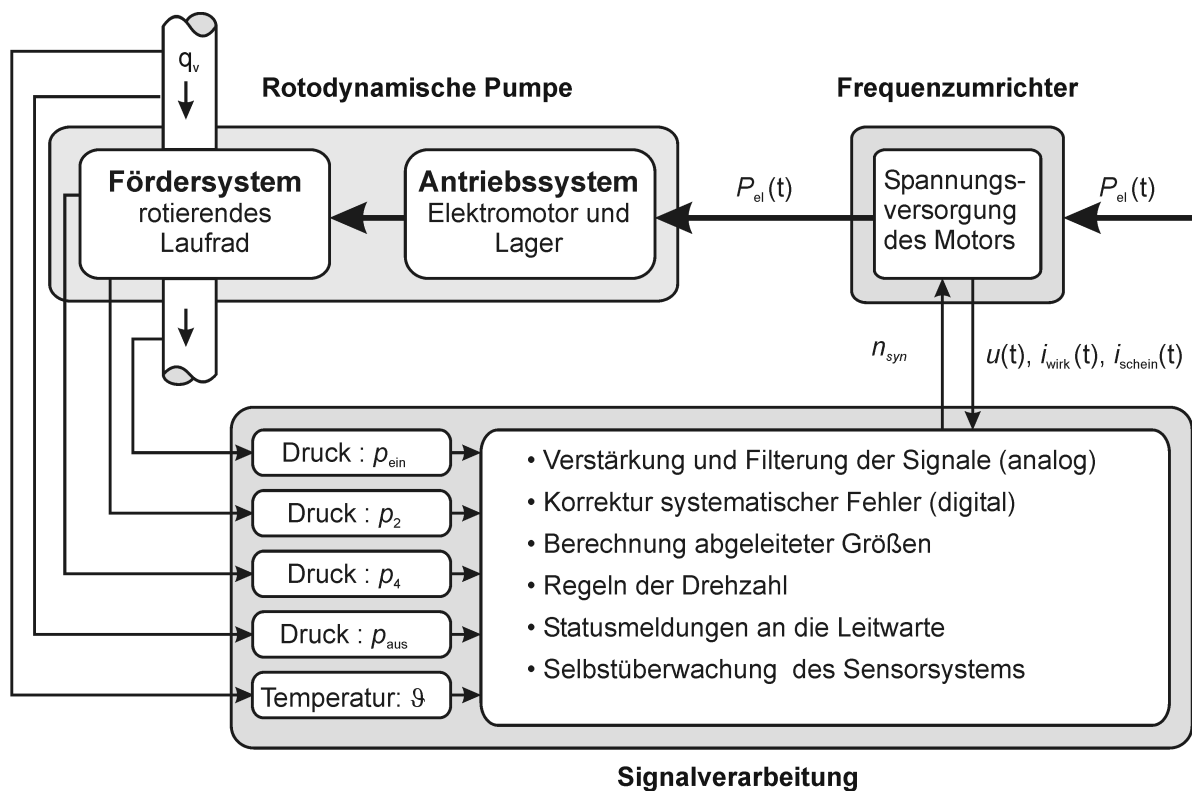


Abb. 3.38.: Prinzipieller Aufbau des Sensorsystems für die Kreislumpumpe

4. Entwurf des integrierten Sensorsystems

Dieses Kapitel beschreibt den konkreten Aufbau des Sensorsystems: Welche Sensoren und Schaltkreise finden Verwendung; welche Hardware wird zur Auswertung der Sensorsignale eingesetzt und wie ist die benötigte Software aufgebaut.

4.1. Aufbau des Sensorsystems

In Abbildung 4.1 ist eine erweiterte Übersicht des Sensorsystems dargestellt. Der Funktionsblock „Signalverarbeitung“ aus Abbildung 3.38 ist physikalisch in die Signalvorverarbeitung und die Auswerteeinheit aufgeteilt. Die Teilung ist notwendig, um die Signale für die Digitalisierung in der Auswerteeinheit aufzubereiten.

Die in die Kreiselpumpe integrierten Sensoren liefern ihre Signale an die Signalvorverarbeitung, wo sie verstärkt werden. Es folgt eine Trennung der Signale in ihren dynamischen und statischen Anteil. Dieses Vorgehen ermöglicht einerseits eine weitere Verstärkung des dynamischen Anteils. Andererseits können die einzelnen Signale in der benötigten Auflösung in der Zeit und der Amplitude digitalisiert werden. Als zentraler Bestandteil des Sensorsystems digitalisiert die Auswerteeinheit die an den Messeingängen anliegenden Signale, wertet sie aus und berechnet die abgeleiteten Größen. Ferner führt die Auswerteeinheit die Selbstüberwachung durch und meldet den Betriebszustand der Pumpe und des Sensorsystems an die Leitwarte. Gegebenenfalls wird die Drehzahl angepasst. Die Störungstoleranz und die benötigten Algorithmen sind ebenfalls in der Auswerteeinheit hinterlegt. Näheres hierzu in Kapitel 6. Über eine Kommunikationsschnittstelle erfolgt der Datenaustausch mit der Leitwarte. Die Schnittstelle ist bidirektional ausgelegt, sodass Handlungsanweisungen, z.B. der anzufahrende Betriebspunkt, an die Auswerteeinheit übermittelt werden kann.

Im Folgenden werden die Komponenten des Sensorsystems beschrieben.

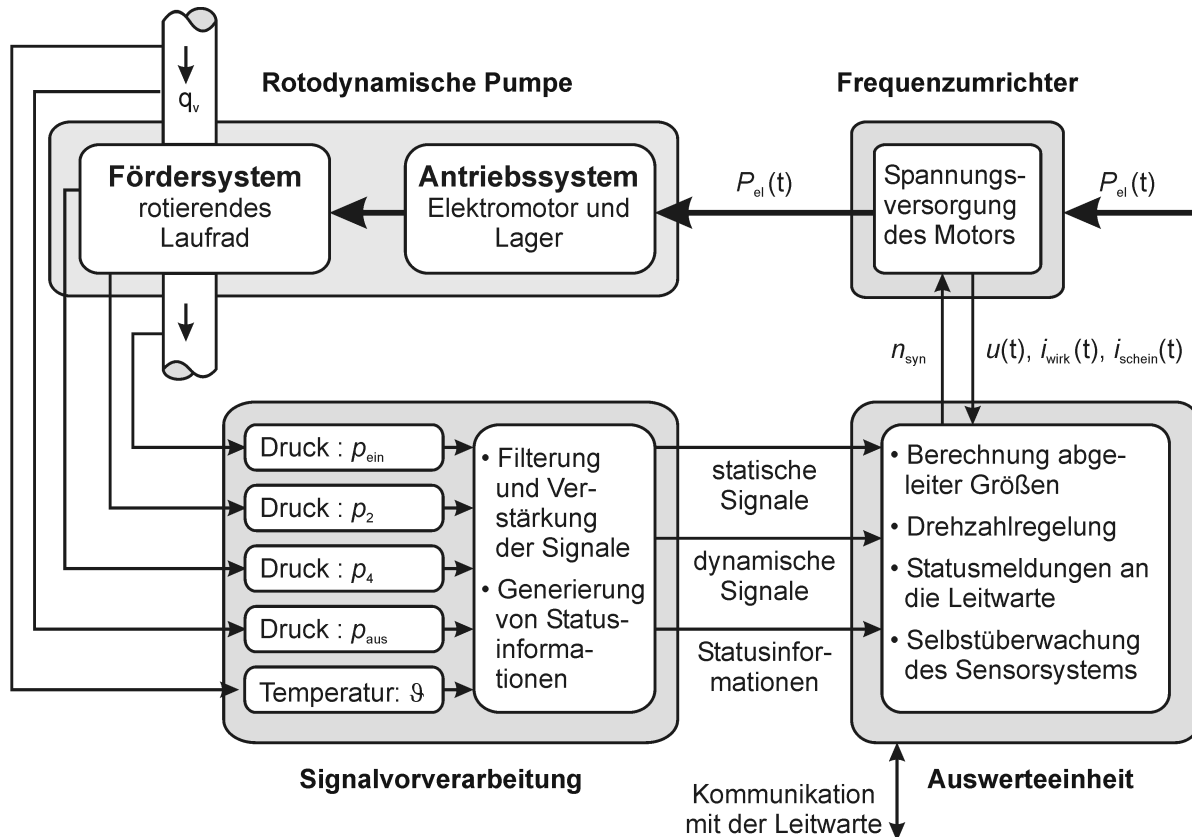


Abb. 4.1.: Übersichtsdarstellung des kompletten Sensorsystems.

Die grauen Kästchen repräsentieren die einzelnen physikalischen Komponenten des Sensorsystems

4.1.1. Sensorik

Die Kennwerte der verwendeten Sensoren sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Die Auswahl der Drucksensoren beruht auf den Erkenntnissen aus Abschnitt 3.6.4.

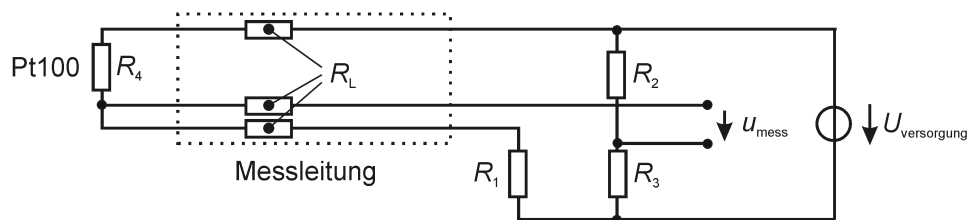
Temperaturmessung

Für die Bestimmung der Temperatur ist ein PT100-Widerstandselement in die Wand des Saugrohrs integriert. Es ist als Viertelbrücke geschaltet (Abb. 4.2). Die eine Halbbrücke besteht aus R_2 und R_3 und befindet sich in der Auswerteelektronik. Die zweite Halbbrücke besteht aus dem internen Widerstand R_1 und dem PT100 als R_4 . Die beiden äußeren Leitungen verbinden den PT100 mit der Brücke, die mittlere Leitung dient als Fühlleitung. Durch diese Beschaltung

Tabelle 4.1.: Kennwerte der eingesetzten Sensoren

Messgröße	Eigenschaft	Wert/ Bezeichnung
Druck	Hersteller	Entran
	Messprinzip	piezoresistiv
	Messbereich	0 bis 15 bar
	Grenzfrequenz	258 kHz
	Messunsicherheit	$\pm 1 \%$
	Übertragungsfaktor	10 mV/(V·bar)
Temperatur	Hersteller	Jumo
	Messprinzip	resistiv
	Messbereich	0 bis 50°C
	Messunsicherheit	$\pm 0,1 \%$
	Übertragungsfaktor	0,4 V/K

gleichen sich die temperaturabhängigen Leitungswiderstände aus, und das Brückengleichgewicht wird nicht beeinflusst. So hat ein Abstand von mehreren Metern zwischen Messstelle und Auswertung nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Messunsicherheit. Die Brückenspannung u_{mess} wird soweit verstärkt, dass sich für die Grenze des Temperaturmessbereiches eine Spannung von ± 10 V ergibt.

**Abb. 4.2.:** Prinzip der Temperaturmessschaltung

Druckmessung

Für den Einsatz im Sensorsystem werden die Drucksensoren direkt in das Pumpengehäuse integriert. Dabei schließt die Messmembran mit der Gehäusewand ab, um die Wirbelbildung an Kanten zu vermeiden, die Verwirbelungen würden den Rauschanteil des Drucksignals erhöhen. Zur Sicherung der geforderten Auflösung beim dynamischen Druckanteil muss an der experimentell bestimmten Stelle gemessen werden. Daher sind die Drucksensoren in die be-

reits vorhandenen Druckmessbohrungen zu integrieren. Dies bedingt, dass die Sensoren einen maximalen Durchmesser von 3,5 mm aufweisen. Den Druck messen miniaturisierte Sensoren der Firma Measurement Specialities Typ EPB (Darstellung in Abb. 4.3). Die in Abschnitt 3.6.4 zur Klassifizierung eingesetzten Drucksensoren können auf Grund ihrer Abmessungen und des Druckmessbereichs nicht in die Messbohrungen der Spirale integriert werden.

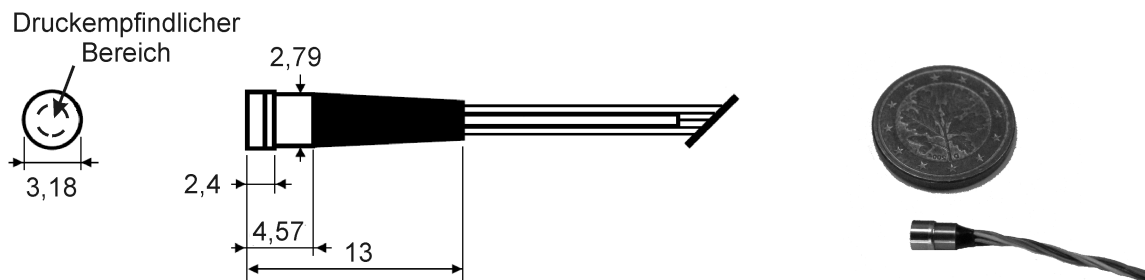


Abb. 4.3.: Darstellung des Drucksensors Typs EPB von Measurement Specialities
links: Skizze mit Bemaßung (Quelle: Measurement Specialities), rechts: Größenvergleich des Drucksensors mit einer 5 Centmünze.

Die Messmembran besteht aus rostfreiem Edelstahl, auf der Metall-Dehnmessstreifen aufgebracht sind. Durch diesen Aufbau weist der Sensor eine Resonanzfrequenz von ca. 285 kHz auf. Als Ausgangssignal liefert der Sensor die Differenzspannung der Messbrücke. Die Signalvorverarbeitung speist die Brücke und verstärkt das Ausgangssignal.

Elektrische Größen

Die elektrischen Größen $u(t)$, $i_{\text{wirk}}(t)$ und $i_{\text{schein}}(t)$ werden jeweils in Form einer proportionalen Spannung an den Messausgängen des Frequenzumrichters ausgegeben. Die Umsetzung erfolgt durch Messwandler im Frequenzumrichter.

4.1.2. Signalvorverarbeitung

Die Signalvorverarbeitung (Abb. 4.4) dient der Aufbereitung der anliegenden Signalen und der Weiterverarbeitung von Statusinformationen von sich selbst überwachenden Sensoren.

Die Brückenspannung der Drucksensoren wird um den Faktor 100 verstärkt und eine Kompensation des Offsets durchgeführt. Als Verstärker-IC dient der Instrumentationsverstärker INA 128 von Texas Instruments. Die Wahl fiel auf diese Ausführung, da er eine sehr geringe Drift ($0,5 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$) und Offsetspannung ($50 \mu\text{V}$) aufweist. Gleichzeitig sichert er die gewünschte Ver-

stärkung von $V = 100$ noch bei 200 kHz. Der Arbeitsfrequenzbereich bis zu dieser Frequenz ist im Hinblick auf eine Klassifizierung der Kavitationsstärke notwendig.

Die Signale werden in einen statischen und einen dynamischen Anteil aufgeteilt. Dieses Vorgehen begründet sich in der anschließenden A/D-Wandlung und Weiterverarbeitung der Signale. Eine gleichzeitige hohe Auflösung im Zeitbereich und in der Signalamplitude führt zu einer großen zu verarbeitenden Datenmenge. Wird jedoch eine Aufteilung vorgenommen, so können die statischen Signale mit hoher Amplitudenauflösung und geringer Abtastrate bestimmt werden. Beim dynamischen Signalanteil werden nur die unbedingt nötigen Signale mit der jeweils erforderlichen Amplitudenauflösung digitalisiert. Da lediglich das Erkennen einzelner Frequenzen gesichert werden muss, kann die Amplitudenauflösung reduziert werden. Der statische Anteil wird mit Hilfe eines Tiefpassfilters erster Ordnung, $f_{\text{Grenz}} = 10$ Hz, vom Sensorsignal getrennt und an die Auswerteeinheit weitergeleitet. Der dynamische Anteil wird nach einer Hochpassfilterung, erster Ordnung mit $f_{\text{Grenz}} = 50$ Hz, nochmals um den Faktor 10 verstärkt der Auswerteeinheit zugeführt. Als abschließender Tiefpass dient die Bandbegrenzung des Operationsverstärkers (OPV).

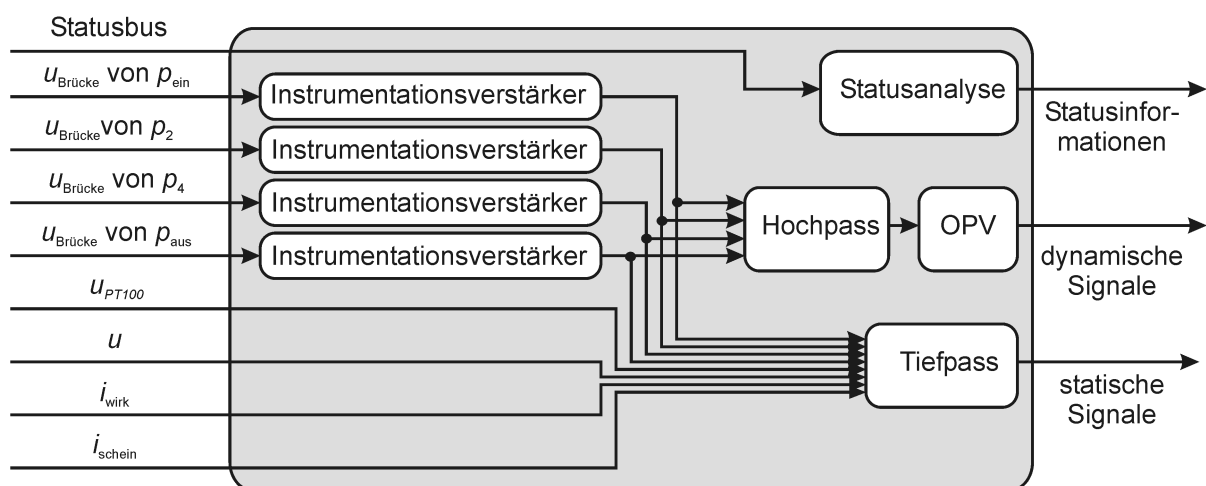


Abb. 4.4.: Blockschaltbild der Signalvorverarbeitung

4.1.3. Auswerteeinheit

Eine wichtige Anforderung aus Anwendersicht ist in Abschnitt 2.2 die dezentrale Auswertung der Sensorinformationen, im Idealfall am Pumpenmodul selbst. Dies bedingt, dass die hierfür notwendige Auswerteeinheit unter einer rauen Industrieumgebung einsetzbar sein muss. Es sollten daher keine sich bewegenden Komponenten vorhanden und die elektrischen und elek-

4. Entwurf des integrierten Sensorsystems

tronischen Komponenten vor Staub und Schmutz geschützt sein (Schutzklasse: IP 40). Daher fiel die Wahl auf ein CompactRIO-System [Nat09] der Firma National Instruments. Der Aufbau ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Das System besteht aus einem Echtzeitcontroller (Industrierechner), auf dem das Echtzeitbetriebssystem VxWorks läuft. An diesem ist ein FPGA angeschlossen. Er übernimmt die Kommunikation zwischen den austauschbaren I/O-Modulen und dem Echtzeitcontroller. Eine detaillierte Aufstellung der einzelnen Komponenten ist im Anhang E dargestellt.

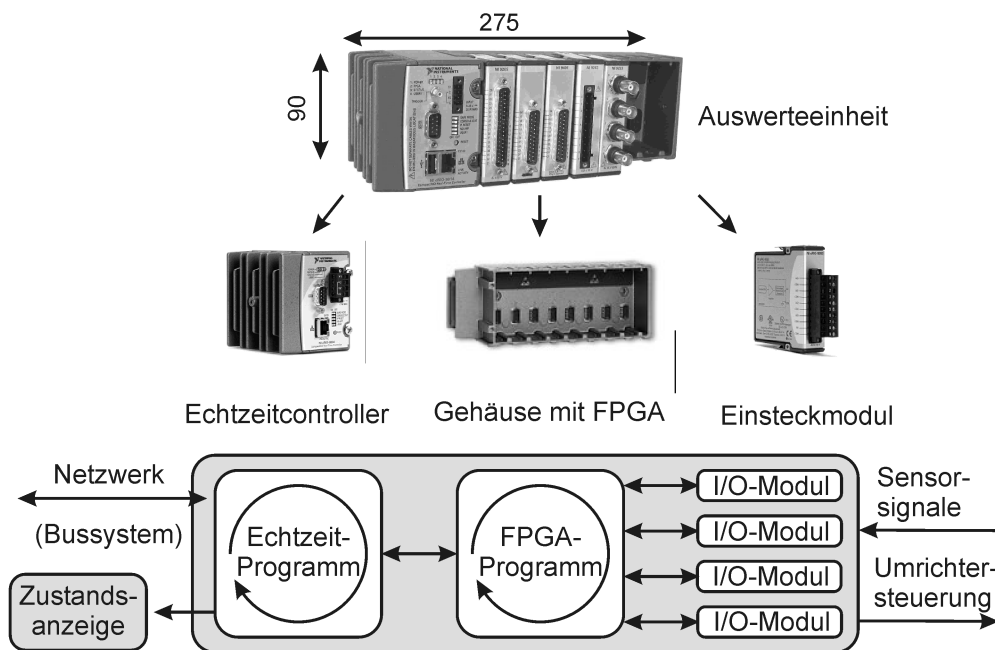


Abb. 4.5.: Aufbau der Auswerteeinheit mit der Datenstruktur

4.1.4. Software

Als Programmiersprache für die Auswerteeinheit wird LabView von National Instruments eingesetzt. Hierbei handelt es sich um eine graphische Programmiersprache. Der Vorteil liegt zum einen in der relativ leichten und anschaulichen Programmierung von Oberflächen für die Steuerung und Regelung von Vorgängen. Zum anderen verfügt LabView über Bibliotheken, mit denen die Programmierung des FPGAs und des Echtzeitcontrollers möglich ist, ohne dass es Spezialkenntnisse über die spezifische Hardwarearchitektur bedarf. Wie in Abbildung 4.5 dargestellt, sind zwei Programme zum Betrieb der Auswerteeinheit notwendig: Ein Echtzeitprogramm für den Realtimecontroller und eines für den FPGA. Der jeweilige Programmaufbau ist im Anhang F.1 und F.2 dargestellt.

5. Realisierung des Sensorsystems mit Zustandsüberwachung

In diesem Kapitel wird die konkrete Umsetzung der zuvor ausgewählten Verfahren zur Bestimmung von Kenngrößen durch das Sensorsystem beschrieben. Dabei wird detailliert auf die Bestimmung der Drehzahl und des Volumenstroms sowie ihre programmtechnische Umsetzung eingegangen. Zusammenfassend werden die ermittelten Kenngrößen mit ihren Unsicherheiten aufgeführt. Zum Abschluss werden mögliche Störungen und Schäden an der Kreiselpumpe mit ihren Auftretshäufigkeiten erläutert.

5.1. Bestimmung der Messgrößen

Im Folgenden wird das Vorgehen zur Bestimmung der direkt messbaren Größen vorgestellt:

- **Fluiddrücke in der Kreiselpumpe** p_{ein} , p_{aus} in bar

Die Drücke bei Ein- und Austritt des Wassers werden durch die in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen miniaturisierten Drucksensoren, Typ EPB von Measurement Specialities, bestimmt. Nach der Norm EN ISO 9906 [DIN02] für die hydraulische Abnahmeprüfung von Kreiselpumpen ist ein Mindestabstand der Messstellen für Ein- und Austrittsdruck vorgeschrieben. Er beträgt das 10 bis 20-fache des Durchmessers des Anschlussrohres. Dieses Vorgehen soll die Beeinträchtigung des Messergebnisses durch Wirbel vermindern. Der Eintrittsdruck kann durch Rück- oder Fehlanströmungen des Schaufelrades beeinflusst werden. Bei der Austrittsmessstelle soll die Messbohrung in einem Bereich liegen, in dem der Fluidfluss weitestgehend homogenisiert ist, d.h. Wirbel und Druckschwankungen haben sich aufgelöst bzw. abgebaut.

Da die Sensoren lösbar in den Zu- und Ablauf integriert werden sollen, werden sie in eine Schraube M5 montiert. So können sie in die am Messstand vorhandenen Druckmessbohrungen angebracht werden. Ein weiterer Vorteil liegt in der einfachen Demontage bei Umbauarbeiten am Prüfstand. Die Sensoren können leicht demontiert und vor einer Beschädigung geschützt, oder an einer anderen Messstelle integriert werden.

- **Temperatur des Mediums ϑ in °C**

Die Temperatur wird mittels eines PT100-Widerstandes im Zulaufrohr zur Kreiselpumpe gemessen. Das Messelement ist zum Schutz vor mechanischer Beschädigung in ein Gehäuse integriert.

- **Elektrische Ströme und Spannungen am Motor U in V, I_{wirk} und I_{schein} in A**

Der Asynchronmotor wird an einem Frequenzumrichter in Sternschaltung betrieben. Je nach eingestellter Frequenz ändert sich der durch den Motor aufgenommene Strom. Um ihn zu begrenzen, wird die Speisespannung der Frequenz entsprechend angepasst. Der Frequenzumrichter liefert an seinen Messausgängen ein Ausgangssignal, welches in einem definierten Verhältnis zu den fließenden Strömen und der am Motor anliegenden elektrischen Spannung steht.

Die wichtigsten Kennwerte der Sensoren sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

5.2. Bestimmung von abgeleiteten Kenn- und Hilfsgrößen

Bei den abgeleiteten Kenngrößen handelt es sich um Größen, die nicht als physikalische Größe vorliegen oder aus Gründen der Verlässlichkeit nicht durch eigenständige Sensoren bestimmt werden (Abschnitt 3.5). Die Größen lassen sich mittels Algorithmen oder über Kennlinien und Kennfelder bestimmen.

Hilfsgrößen umfassen jene Größen, die zu Diagnosezwecken bestimmt werden und/oder zur Bestimmung von abgeleiteten Größen notwendig sind.

5.2.1. Übersicht der Größen

Zu den abgeleiteten Kenn- und Hilfsgrößen zählen:

- **Dampfdruck p_v in bar**

Der Dampfdruck von Wasser ist abhängig von der Temperatur ϑ . Der aktuelle Dampfdruck wird aus der Kennlinie interpoliert (Abschnitt 3.6).

- **NPSH-Wert in m**

Der NPSH-Wert gibt Aufschluss, wie hoch die Druckreserve ist, bevor die Flüssigkeit verdampft. Damit ist der Wert ein Indikator für das Eintreten von Kavitation (Abschnitt 3.6.3).

- **Dichte von Wasser** ρ in kg/m^3

Die Dichte von Wasser ist abhängig von der Temperatur ϑ und dem statischen Druck p_{stat} . Der Wert wird durch das Sensorsystem aus einer hinterlegten Matrix interpoliert.

- **Drehzahl** n in U/min

Für die Bestimmung der Rotordrehzahl wird das dynamische Drucksignal der Messstelle 2 analysiert. Auf das Verfahren geht Abschnitt 5.2.2 genauer ein.

- **Volumenstrom** q_v in m^3/h

Für die Bestimmung des Volumenstroms wird auf ein hinterlegtes Kennfeld zurückgegriffen. Hierfür wird die Druckdifferenz zwischen zwei Punkten in der Spirale und die Drehzahl der Kreiselpumpe benötigt. Das Verfahren zur Ermittlung des Volumenstroms wird in Abschnitt 5.2.3 näher beschrieben.

- **Förderhöhe** H in m

Im Allgemeinen wird eine Pumpe nicht anhand der erreichbaren Druckerhöhung charakterisiert, sondern durch die Förderhöhe. Unter dieser Größe wird die auf das Fluid übertragene nutzbare Arbeit, bezogen auf das spezifische Gewicht des geförderten Mediums, verstanden. Die Förderhöhe berechnet sich wie folgt:

$$H = \frac{p_{\text{aus}} - p_{\text{ein}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{aus}}^2 - v_{\text{ein}}^2}{2g} + h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}} \quad (5.1)$$

mit $p_{\text{ein}}, p_{\text{aus}}$: Drücke an Zu- und Abfluss; ρ : Dichte des Wassers; g : Erdbeschleunigung; $v_{\text{ein}}, v_{\text{aus}}$: Fluidgeschwindigkeit in den Anschlussrohren der Kreiselpumpe; $h_{\text{ein}}, h_{\text{aus}}$: Höhe der Sensoren gegenüber der Referenzebene.

Der erste Bruch umfasst die durch die Kreiselpumpe erzeugte Druckdifferenz. Der zweite Bruch berücksichtigt die Änderung der im Fluid gespeicherten kinetischen Energie. Sie ändert sich, wenn die Fluidgeschwindigkeit zwischen Ein- und Austritt differiert. Der letzte Teil des Bruchs berücksichtigt die Tatsache, dass sich die einzelnen Druckmesspunkte auf unterschiedlicher Höhe befinden.

- **Lastbereich**

Bei Kreiselpumpen werden für die Betriebspunkte drei Lastbereiche definiert: Optimum, Über- und Teillast. Das Optimum kennzeichnet den Betrieb im hydraulischen Auslegungspunkt der Kreiselpumpe. Der Wirkungsgrad ist hier maximal. Im Falle der Überlast ist der Volumenstrom höher als im Optimum. Die in der Kreiselpumpe aufgebaute Druckenergie wird in Fluidgeschwindigkeit umgesetzt. Die Verluste auf Grund von Wirbeln und Reibung des Fluids sind erhöht, und der Wirkungsgrad verringert sich. Wird die Kreiselpumpe in Teillast betrieben, so staut sich das Fluid im Pumpeninneren, d.h. die Geschwindigkeit wird in zusätzlichen Druck umgesetzt. Der Wirkungsgrad ist

ebenfalls reduziert.

Der aktuelle Lastbereich kann über die Druckdifferenz $\Delta p_{42} = p_4 - p_2$ bestimmt werden. Ist der Wert 0, so befindet sich die Kreiselpumpe im optimalen Betriebspunkt. Ist sie negativ, so läuft sie im Überlastbereich. Ist die Differenz positiv, so liegt der Betriebspunkt im Teillastbereich.

- **hydraulische Leistung** P_{hyd} in W

Sie stellt die von der Kreiselpumpe an das Fluid abgegebenen Leistung dar. Sie berechnet sich aus der Förderhöhe H und der transportierten Masse $m = q_v \cdot \rho$ bei einer Erdanziehung g :

$$P_{\text{hyd}} = H \cdot q_v \cdot \rho \cdot g \quad (5.2)$$

- **Schlupf** s

Als Motor wird ein Asynchronmotor eingesetzt. Die Rotordrehzahl n liegt prinzipbedingt unter der Synchrondrehzahl n_{syn} . Die Differenz wird als Schlupf bezeichnet:

$$s = \frac{n_{\text{syn}} - n}{n_{\text{syn}}} \quad (5.3)$$

- **Drehmoment** M in Nm

Das Drehmoment wird über die Motorkennlinie bestimmt. Hierzu ist ein Kennfeld hinterlegt, das das Drehmoment über dem Schlupf und der Drehzahl darstellt.

- **mechanische Leistung** P_{mech} in W

Die vom Motor abgegebene, mechanische Leistung P_{mech} errechnet sich aus dem Drehmoment M und der Drehzahl n :

$$P_{\text{mech}} = 2\pi M n / 60 \quad (5.4)$$

- **elektrische Leistung** P_{el} in W

Die von einem 3-Phasen Motor aufgenommene Leistung wird durch die angelegte Spannung U und den fließenden Wirkstrom I_{wirk} bestimmt:

$$P_{\text{el}} = 3U I_{\text{wirk}} \quad (5.5)$$

- **Wirkungsgrad der Kreiselpumpe** η_{Pumpe}

Der durch die Kreiselpumpe erreichte Wirkungsgrad η_{Pumpe} bestimmt sich aus dem Quotienten von abgegebener hydraulischer Leistung P_{hyd} und aufgenommener mechanischer Antriebsleistung P_{mech} :

$$\eta_{\text{Pumpe}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_{\text{mech}}} \quad (5.6)$$

- **Wirkungsgrad des Motors** η_{Motor}

Der Motorwirkungsgrad bestimmt sich aus dem Verhältnis von mechanischer zu elektrischer Leistung.

$$\eta_{\text{Motor}} = \frac{P_{\text{mech}}}{P_{\text{el}}} \quad (5.7)$$

- **Gesamtwirkungsgrad** η_{gesamt}

Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich aus dem Verhältnis von abgegebener hydraulischer Leistung P_{hyd} zu aufgenommener elektrischer Leistung P_{el} :

$$\eta_{\text{gesamt}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_{\text{el}}} \quad (5.8)$$

5.2.2. Ermittlung der Drehzahl

In Abschnitt 3.5 wurde der Weg zur Wahl der geeigneten Messstelle zur Detektion der Drehzahl beschrieben. Als Resultat ergab sich, dass sich der dynamische Druckanteil von p_2 am besten eignet. Die einzelnen Druckmessstellen sind in Abbildung 5.1 nochmals dargestellt.

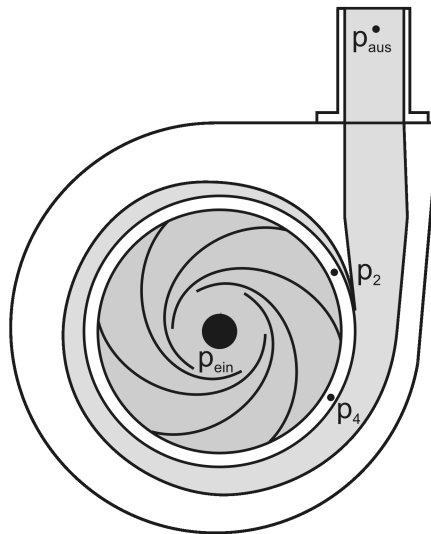


Abb. 5.1.: Messstellen für die Drücke in und an der Kreiselpumpe

Im Folgenden soll der Ablauf zur Bestimmung der Drehzahl vorgestellt werden (Abb. 5.2). Die wichtigsten Anforderungen an das Verfahren sind: Es soll robust gegenüber auftretenden Störampplituden im Drucksignal sein, und die Informationen für die Ermittlung der Drehzahl sollen ausschließlich aus dem Drucksignal stammen.

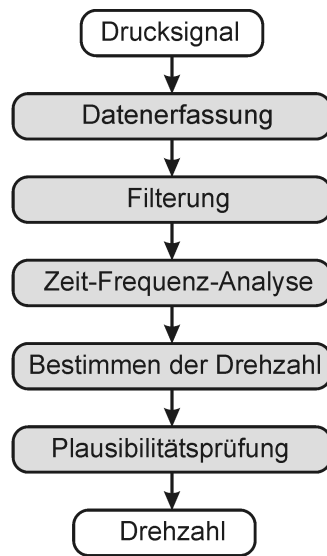


Abb. 5.2.: Prinzipieller Ablauf des Verfahrens zur Drehzahlbestimmung

Zunächst sind die Anforderungen an die Datenerfassung zu bestimmen. Es folgt die Beschreibung der Filterung, die nur die relevanten Signalanteile durchlässt. Dabei sind Störungen so weit wie möglich zu unterdrücken. Es schließt sich das eigentliche Verfahren zur Drehzahlbestimmung an, das auf einer Zeit-Frequenz-Analyse basiert. In einem abschließenden Schritt wird ein Plausibilitätstest durchgeführt und die Drehzahl ausgegeben.

Da das gesamte Auswerteprogramm des Sensorsystems auf der Programmiersprache LabView basiert, muss auch das Verfahren zur Drehzahlbestimmung in dieser Programmiersprache implementierbar sein. Ferner sind die Ressourcen der Auswerteeinheit effizient zu nutzen, damit sämtliche für das Sensorsystem notwendigen Programmteile in den geforderten Zeitintervallen ausgeführt werden können.

Anforderungen an die Signalerfassung

An die Bestimmung der Drehzahl sind Anforderungen geknüpft, die sich auf die Signalerfassung auswirken. In Tabelle 5.1 sind die Anforderungen kurz zusammengefasst. Aus der geforderten Drehzahlaufösung $\Delta n = 1 \text{ U/min}$ ergibt sich eine Auflösung des Schaufeldrehklangs von $\Delta f = 0,1 \text{ Hz}$. Die bei einer zeitdiskreten Fourier-Transformation erreichbare Frequenzauflösung verhält sich proportional zum Kehrwert des Messzeitraums. Daraus ergibt sich im vorliegenden Fall ein notwendiger Messzeitraum T_{Mess} von 10 Sekunden. Als zweiter Parameter wird die notwendige Abtastfrequenz f_{abtast} festgelegt:

Tabelle 5.1.: Anforderungen an die Signalerfassung

Anforderung	Wert	Kommentar/ Quelle
Drehzahlaufösung	$\Delta n = 1 \text{ U/min}$	wichtig für die Berechnung des Schlupfs
Zu erfassender Drehzahlbereich	1000 - 2500 U/min	Bereich des normalen Pumpenbetriebs
Maximale Größe des Daten-Arrays	$Z=32.000$ Werte	Größe des Messwertespeichers auf dem FPGA
Refresh-Rate der Drehzahl	1 Hz	aktuelle Datengrundlage

Die Drehzahl soll bis 2500 U/min bestimmt werden. Mit Hilfe von Gln. (3.13) ergibt sich ein maximal auftretender Schaufeldrehklang f_{klang} von 250 Hz, der höchsten zu detektierenden Frequenz. Nach dem Nyquist-Theorem gilt:

$$\begin{aligned}
 f_{\text{abtast}} &\geq 2 \cdot f_{\text{max}} \\
 \Rightarrow f_{\text{abtast}} &\geq 2 \cdot f_{\text{klang}} = 500 \text{ Hz}
 \end{aligned}
 \tag{5.9}$$

Dieses Theorem gilt unter idealen Bedingungen, d.h. für einen idealen Tiefpass mit unendlich schnellem Übergang vom Durchlass- zum Sperrbereich. Da dies nicht der Realität entspricht, wurde die Abtastfrequenz noch einmal verdoppelt und auf 1 kHz festgelegt.

Bei einer Messzeit von 10 Sekunden ergibt sich eine Größe des Messwerte-Arrays L von 10.000 Werten. Damit bleibt die Größe unterhalb der in Tabelle 5.1 angegebenen Maximalgröße. Um die Anforderung nach einer Refresh-Rate von 1 Sekunde zu erreichen und die Drehzahlaufösung beizubehalten, wird das Daten-Array in zehn Segmente unterteilt (Abbildung 5.3). Jedes Segment entspricht dem gemessenen Signalverlauf von einer Sekunde. Während der Messung werden die Messwerte der letzten Sekunde an das Array angehängt und die elfte Sekunde gelöscht. Das Daten-Array repräsentiert somit den Signalverlauf der letzten zehn Sekunden. Die Drehzahl kann so im Sekundentakt bestimmt werden. Die einzige Ausnahme ergibt sich während der Initialisierungsphase, den ersten zehn Sekunden. Die einzelnen Segmente müssen in dieser Phase zum ersten Mal mit den Messdaten gefüllt werden. Durch den verkürzten Betrachtungszeitraum verringert sich die Auflösung des Schaufeldrehklangs auf 1 Hz, was einer Drehzahlaufösung $\Delta n = 10 \text{ U/min}$ entspricht.

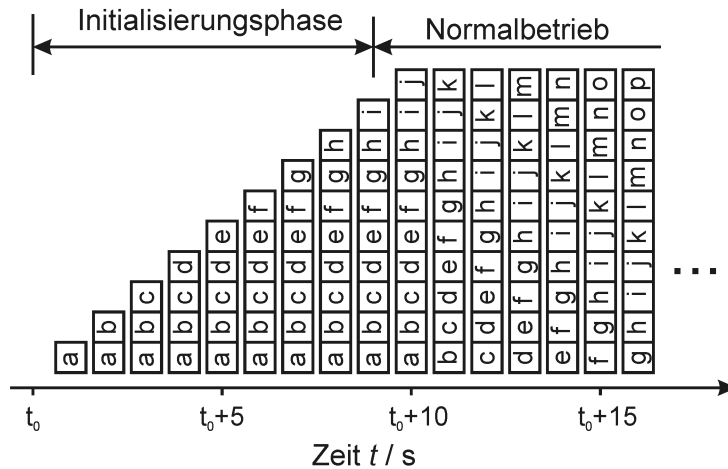


Abb. 5.3.: Aufbau des Arrays zur Drehzahlbestimmung über der Zeit

Filterung des Sensorsignals

Der zu erfassende Schaufeldrehklang liegt zwischen 100 und 250 Hz (vgl. Abschnitt 3.5.3). Unterhalb von 100 Hz treten die größten Störungsamplituden auf und Signalanteile oberhalb von 250 Hz sind für das Verfahren nicht relevant. Daher werden diese Bereiche mittels eines Bandpasses im Signal unterdrückt. So wird verhindert, dass ein sich anschließender Algorithmus eine Störampplitude oder Oberwelle als potentiellen Schaufeldrehklang interpretiert.

Auf Basis eines Auswahlprozesses, der im Anhang D.1 beschrieben ist, wird der geeignete Bandpass ermittelt. Das Filter hat seine Grenzfrequenzen bei 90 Hz und 260 Hz. Die Signalanteile unterhalb von 90 Hz werden mit -40 dB so stark gedämpft, dass sie nicht mehr als Schaufeldrehklang für den Algorithmus in Frage kommen.

Nach der Filterung ist das Drucksignal so weit aufbereitet, dass die Analyse des Signals beginnen kann.

Zeit-Frequenz-Analyse

Die Untersuchung der einzelnen Messstellen in Abschnitt 3.5.3 ergab, dass der durch die Laufschaufeln angeregte Schaufeldrehklang sich gut im Spektrum abzeichnet. Bei den meisten Betriebspunkten sticht der Schaufeldrehklang mit dem höchsten Amplitudenwert hervor. Somit kann mittels einer Peak-Suche der Schaufeldrehklang detektiert und die Drehzahl bestimmt werden.

Hebt sich der Schaufeldrehklang nicht im Spektrum ab, so liegt die Ursache in der fehlenden Information über das zeitliche Auftreten der Frequenzen im Spektrum. Ob eine Frequenz wäh-

rend des gesamten Messzeitraums präsent war oder nur kurzzeitig und dafür mit einer höheren Amplitude, lässt sich anhand des Spektrums nicht erkennen, da beide Spektren identisch sind. Zwei Faktoren erschweren die korrekte Bestimmung der Drehzahl:

- **Drehzahländerung**

Während des Messzeitraums von 10 Sekunden kann sich die Last ändern; die Drehzahl des Asynchronmotors variiert. Ferner kann die Drehzahl gezielt verändert worden sein, um z.B. Volumenstrom oder Wirkungsgrad anzupassen. Die Schwankungen führen zu einer Wanderung des Schaufeldrehklangs im Spektrum. Gleichzeitig reduziert sich die Amplitude. Der Peak verbreitert sich zu einer „Krone“ (Abb. 5.4 und 5.5). Die Bestimmung der aktuellen Drehzahl ist nicht mehr möglich.

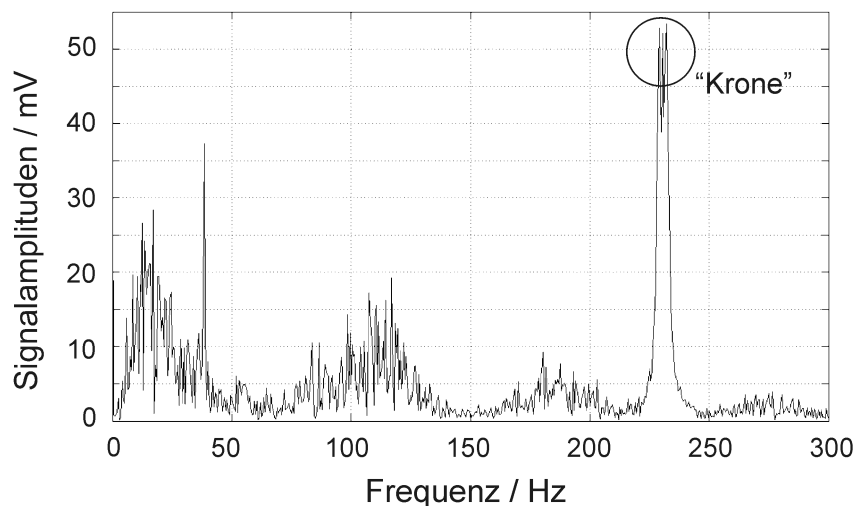


Abb. 5.4.: Drehzahländerung führt zu einer Verbreiterung des Peaks

- **Kurzzeitig starke Störampplituden**

Störampplituden, die sich außerhalb des vorgegebenen Drehzahlbereichs befinden, werden durch das Bandpassfilter unterdrückt. Treten die Störungen jedoch innerhalb des Drehzahlbereichs auf, so könnten diese fälschlicherweise als Schaufeldrehklang interpretiert werden.

Aus diesem Grunde ist der zeitliche Verlauf der Frequenzen zu analysieren. Der Schaufeldrehklang ist, im Gegensatz zu Störungen, während des gesamten Messzeitraums im Signal vorhanden. Im Falle einer Variation der Drehzahl wandert der Amplitudenpeak durch das Spektrum. Dabei kann die Richtung bestimmt und geschätzt werden, wie hoch die aktuelle Drehzahl ist.

Die Zeit-Frequenzdarstellungen lassen sich in drei Kategorien unterteilen: lineare, quadra-

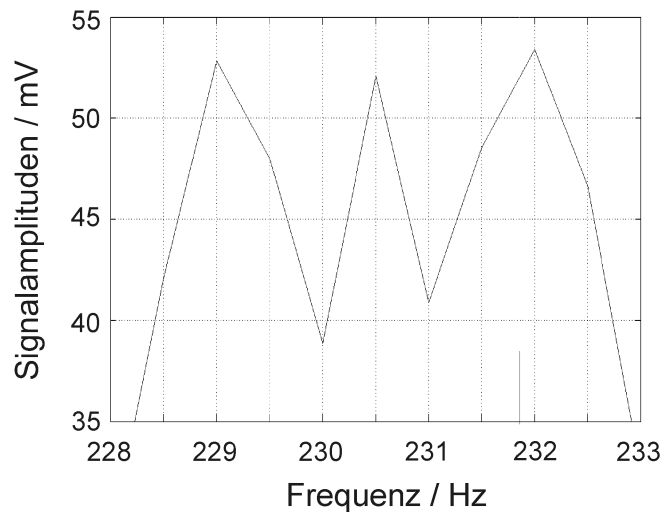


Abb. 5.5.: Detailansicht der „Krone“ aus Abbildung 5.4

tische und solche höherer Ordnung [Sta99].

Lineare Zeit-Frequenz-Darstellungen zeigen ein Signal als eine lineare Kombination von Basissignalen, die eine Orthogonalbasis aufspannen. Die zwei bekanntesten Darstellungen sind die Short-Time-Fourier-Transformation und die Wavelet-Transformation.

Der Kategorie der quadratischen Zeit-Frequenzdarstellungen liegt zu Grunde, dass eine zweidimensionale Funktion von Zeit und Frequenz eine Energiedichte des Signals repräsentieren. Als Resultat der Transformation ergibt sich eine Energieverteilung des Signals in der Zeit-Frequenz-Ebene. Zwar geht der lineare Zusammenhang bei der Transformation verloren, jedoch verbessert sich die Auflösung in Bezug auf Zeit und Frequenz. Die Transformation basiert auf sogenannten Kernels, die sowohl in Richtung der Zeit als auch der Frequenz einen kontinuierlichen Verlauf aufweisen. Der bekannteste ist der WIGNER-WILLE-Kernel. Er liefert für die Mehrzahl der Signale gute Resultate. Problematisch sind sich ergebende Kreuzprodukte. Dabei handelt es sich um Interferenzen zwischen den einzelnen Frequenzen. Im Spektrogramm erscheinen Frequenzen, die nicht im Originalsignal enthalten sind.

Um die Konzentration in der Zeit-Frequenz-Ebene zu erhöhen, wurden zeitvariable Spektren höherer Ordnung definiert. Für den praktischen Gebrauch müssen die entstehenden hochdimensionalen Verteilungen auf die Zeit-Frequenz-Ebene projiziert werden.

Für die Drehzahlbestimmung wird die lineare Kategorie ausgewählt. Der Berechnungsaufwand zur Ermittlung eines Spektrogramms ist in dieser Kategorie am geringsten, und es entstehen keine Kreuzprodukte. Da eine Abschätzung des Drehzahlbereichs und der Drehzahländerung benötigt wird, ist eine exakte Lokalisierung nicht notwendig.

Für die Zeit-Frequenzanalyse stehen folgende Methoden zur Verfügung:

- **Short-Time-Fourier-Transformation (STFT)**

Die STFT ist in der Zeit-Frequenz-Analyse sehr verbreitet. Es handelt sich um eine konventionelle FFT mit kurzer Blocklänge. Dabei können sich die Blöcke teilweise oder auch ganz überdecken. Da eine zeitliche Auflösung vorliegt, ist die Gefahr einer Fehlinterpretation der Drehzahl geringer als bei einer FFT über den gesamten Messzeitraum. Als Basisfunktion dient die Sinusschwingung $\sin(n\omega)$. Das Signal wird in Schwingungen unterschiedlicher Frequenz zerlegt, die einem Vielfachen der Grundfrequenz entsprechen. Die zeitliche Länge der Schwingungen bleibt konstant. Daher ist eine gleichzeitig hohe Auflösung im Zeit und Frequenzbereich nicht möglich. Steigt die zeitliche Auflösung, so muss sich auch die Grundfrequenz erhöhen. Dies hat zur Folge, dass die Auflösung im Frequenzbereich sinkt. Es gilt:

$$T_{\text{Signal}} \cdot \Delta\omega \geq \frac{1}{2} \quad (5.10)$$

$\Delta\omega$ bezeichnet die Signalbandbreite. Das Resultat der Multiplikation wird als Zeitdauer-Bandbreite-Produkt bezeichnet [Kam04], [Sta99]. Umgekehrt gilt: Je feiner die Frequenzauflösung, desto geringer ist die zeitliche Auflösung [Coh95], [Boa05]. Das Zeitdauer-Bandbreiteprodukt ist abhängig von der Fensterung des Signals und berechnet sich wie folgt:

$$T_{\text{Signal}} \cdot \Delta\omega = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \omega W(\omega)^2 d\omega \cdot \int_{-\infty}^{\infty} t^2 w(t)^2 dt \quad (5.11)$$

$w(t)$ ist die Fensterfunktion und $W(\omega)$ ihre Fouriertransformierte.

Das Minimum des Produkts von 0,5 ergibt sich, wenn als Fensterfunktion die GAUSS'sche Glockenkurve $Ae^{-\alpha t^2}$ Verwendung findet, für alle anderen Fenster ist es größer.

Die GABOR-Transformation nutzt als eine Untermethode der STFT die GAUSS'sche Glockenkurve und nähert sich dem Idealfall an. Die Transformation ist nach Dennis Gabor benannt, der in den 1940er Jahren versuchte, die optimale Signalform für Datenübertragungen zu bestimmen und auf die GAUSS'sche Glockenkurve stieß.

- **Wavelet-Transformationen (WT)**

Im Gegensatz zur STFT ändert sich bei der Wavelet-Transformation die Auflösung im Zeit- und im Frequenzbereich in Abhängigkeit von der Frequenz (Abb. 5.6 rechts). Es besteht der Wunsch, eine proportionale Auflösung zu erhalten. Während im zweistelligen Frequenzbereich eine Auflösung im Hz-Bereich wünschenswert ist, reicht im kHz-Bereich eine Auflösung im 10 Hz- bis 100 Hz-Bereich aus. Dadurch erhöht sich die zeitliche Auflösung der Frequenzen.

Als Basis dient nicht mehr eine Sinusschwingung, sondern ein Wavelet (Abb. 5.6 links).

Die Problematik der Fensterung ist in die Grundfunktion integriert, da es sich um eine endliche Funktion handelt. Die Auflösung in Richtung der Zeit und der Frequenz skaliert mit 2^n (Abb. 5.6 rechts).

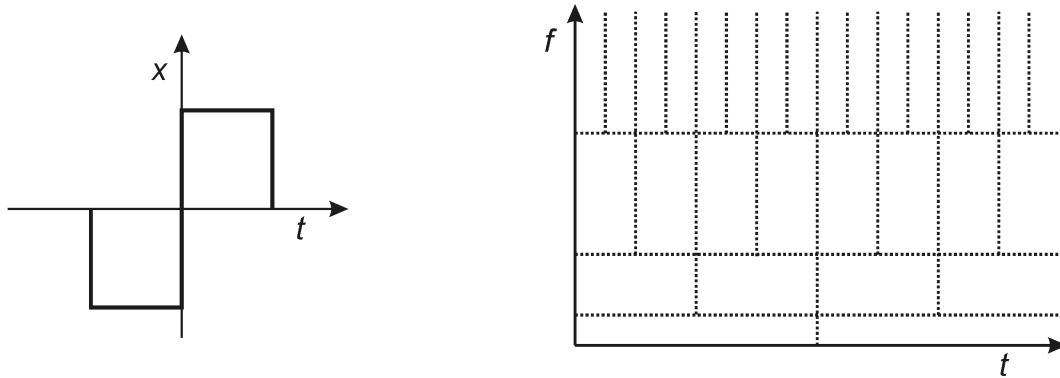


Abb. 5.6.: Wavelet-Funktion und die Auflösung im Zeit-Frequenzbereich.

Links: Das Haar-Wavelet als Beispiel für eine Wavelet-Funktion, rechts: Auflösung im Zeit- und Frequenzbereich: Bei niedrigen Frequenzen ist die zeitliche Auflösung gering, dafür die im Frequenzbereich hoch.

Kreiselpumpen verändern ihre Drehzahl im Regelbetrieb nur langsam ($< 10 \text{ U}/(\text{min} \cdot \text{s})$). Daher ist im Frequenzbereich eine höhere Auflösung als im Zeitbereich notwendig. Die GABOR-Transformation eignet sich daher besser für Detektion des Schaufeldrehklangs als die Wavelet-Transformation. Das resultierende Spektrogramm kann sowohl in Richtung der Zeit als auch der Frequenz angepasst werden, was bei der Wavelet-Transformation nicht möglich ist. Im Folgenden soll die Funktionsweise der GABOR-Transformation und die Entstehung des Spektrogramms näher erläutert werden.

GABOR-Transformation

Ein zeitdiskretes Signal $x_a(k)$ kann mittels einer endlichen Zahl an diskreten Funktionen $\{\Lambda_n\}$ dargestellt werden:

$$x_a(k) = \sum_n a_n \Lambda_n(k) \quad (5.12)$$

$\{\Lambda_n\}$ beschreibt dabei die Synthesefunktionen und die Koeffizienten a_n spiegeln das relative Gewicht im Signal $x_a(k)$ wieder.

Für die Bestimmung der Koeffizienten a_n sind Analysefunktionen $\hat{\Lambda}_n$ notwendig. Die Berechnung erfolgt mittels des Skalarprodukts aus dem Signal $x_a(k)$ und der Analysefunktion:

$$a_n = \langle x, \hat{\Lambda}_n \rangle = \sum_k x_a(k) \hat{\Lambda}_n^*(k) \quad (5.13)$$

Das (*) besagt, dass es sich um konjugiert komplexe von $\hat{\Lambda}_n(k)$ handelt. Im Falle der Fourier-Reihe wird $\Lambda_n(k)$ durch die komplexe Exponentialfunktion $e^{-j(2\pi/M)nk}$ repräsentiert:

$$x_a(k) = \sum_n a_n e^{-j(2\pi/M)nk} \quad (5.14)$$

a_n stellt die relative Dominanz der einzelnen Frequenzanteile dar. Bei den Fourierreihen wird vorausgesetzt, dass im kontinuierlichen Fall die Schwingung ewig andauert bzw. mit dem Betrachtungszeitraum periodisch ist. Beide Annahmen treffen in der Realität nicht zu.

Dennis Gabor untersuchte in den 1940er Jahren die Frequenz-Zeitdarstellung von Signalen. Ziel war es, die 1-dimensionale Frequenzdarstellung in eine 2-dimensionale Zeit-Frequenz-Ebene zu überführen, um damit eine Aussage über das zeitliche Auftreten der Frequenzen treffen zu können [Coh95]. Als Basis dient die Menge der Funktionen $\{g_{mn}\}$. Sie basiert weiterhin auf der Exponentialfunktion $e^{j(2\pi/M)nk}$, jedoch wird sie mit einer GAUSSförmigen Glockenkurve multipliziert. Dadurch entsteht eine Sinusschwingung, die von einer GAUSSglocke eingehüllt wird (Abb. 5.7). Der Vorteil liegt zum einen in einer Funktion, die zu den Rändern hin abfällt (zeitliche Beschränkung). Zum anderen ergibt eine Transformation in den Frequenzbereich ebenfalls einen GAUSSförmigen Verlauf.

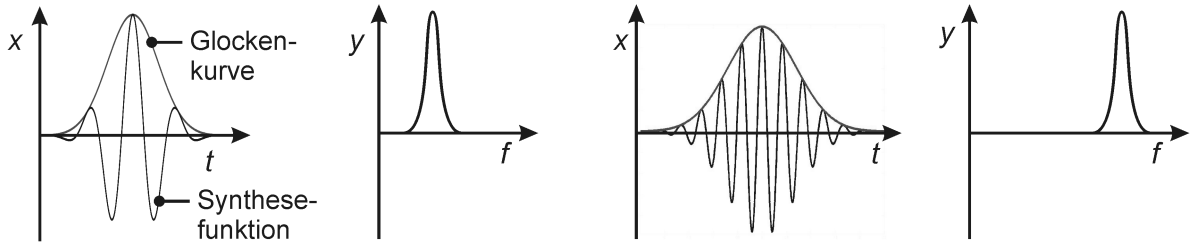


Abb. 5.7.: Synthesefunktion der GABOR-Transformation im Zeit- und Frequenzbereich
links: niedrige Frequenz, rechts: hohe Frequenz

Die zeitdiskrete GABOR-Transformation (DTGT) stellt das Signal $x_a(k)$ wie folgt dar:

$$x_a(k) = \sum_m \sum_n C_{mn} g_{mn}(k) \quad (5.15)$$

$g_{mn}(k)$ ist die Synthesefunktion, und die GABOR-Koeffizienten C_{mn} entsprechen dem relativen Verhältnis der Amplituden. Die graphische Darstellung erfolgt in einem Raster. Um

eine Darstellung zweier Funktionsverläufe (Betrag und Phase oder Imaginär- und Realteil) der beiden Veränderlichen Zeit und Frequenz zu vermeiden, erfolgt in den meisten Fällen eine Beschränkung auf die Darstellung des Betrags(quadrates) in N' Spalten und M Reihen. Der Aufbau ist in Abbildung 5.8 zu sehen. Die Variablen n und m sind der Spalten bzw. der Reihenzähler.

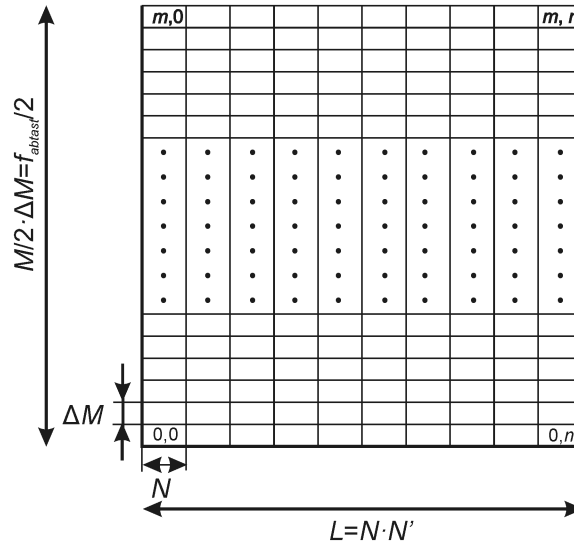


Abb. 5.8.: Aufbau des GABOR-Gitters

Nun zum Aufbau der Synthesefolgen $\{g_{mn}\}$:

$$g_{mn}(k) = g(k - nN) e^{\frac{j2\pi mk}{M}} \quad (5.16)$$

Sie bestehen zum einen aus einer komplexen Schwingung $e^{\frac{j2\pi mk}{M}}$ und der sie modulierenden GAUSSähnlichen Glockenkurve $g(k - nN)$. Da diese eine endliche Länge hat und diskret vorliegt wird hier die Bezeichnung „ähnlich“ verwendet.

Auf den Algorithmus zur Bestimmung der GABOR-Koeffizienten C_{mn} wird im Anhang D.2 eingegangen.

Bevor das Spektrogramm berechnet werden kann, müssen die Werte für M und ΔM , N und N' bestimmt werden.

Die Auflösung im Frequenzbereich ΔM soll 1 Hz betragen. Dafür ist jeweils eine Messzeit von einer Sekunde notwendig. Bei einer Abtastrate f_{abtast} von 1 kHz ergibt sich eine Datenlänge $N = 1000$. Bei einer Gesamtlänge des Daten-Arrays von $L = 10.000$ sind insgesamt $N' = 10$ Spalten notwendig. Bei der gegebenen Frequenzauflösung von 1 Hz und einer Abtastrate von 1 kHz ergeben sich 1000 Reihen für die GABOR-Koeffizienten ($M = 1000$), die

symmetrisch durch die 0 Hz-Linie geteilt werden. Durch die Betragsbildung werden die Werte zur Nulllinie symmetrisch. Daher sind im Spektrogramm nur die positiven Frequenzanteile dargestellt.

Nun zum Ergebnis der GABOR-Transformation:

In Abbildung 5.9 links ist ein Ausschnitt des resultierenden Spektrogramms bei gleichbleibender Drehzahl dargestellt. Der Schaufeldrehklang ist als durchgehende Linie eindeutig erkennbar.

Verändert sich während der Messzeit die Drehzahl, so „wandert“ das Maximum durch das Spektrogramm. In Abbildung 5.9 Mitte ist das Resultat zu sehen, wenn sich die Drehzahl über der Zeit verringert hat. Die Linie „wandert“ zu tieferen Frequenzen. Die Steigung lässt einen Rückschluss zu, wie stark die Beschleunigung des Schaufelrades ist und ob eine positive oder negative Beschleunigung vorliegt. Die Informationen sind hilfreich bei der Bestimmung der aktuellen Drehzahl.

Bei starken Störampplituden im Bereich des Schaufeldrehklangs kann es vorkommen, dass dieser nicht mehr als klare Linie erkennbar ist (Abb. 5.9 rechts). Die Position der stärksten Amplitude „wandert“ zwar im Frequenzbereich, jedoch zeichnet sich ein Mittelwert für den Schaufeldrehklang ab. Es ist somit möglich, den Bereich zu schätzen und so die Drehzahl zu bestimmen. Die Unsicherheit steigt jedoch an.

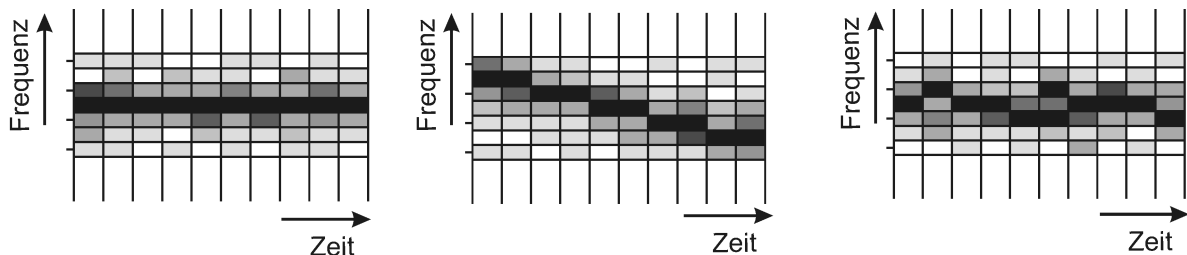


Abb. 5.9.: Spektrogramm bei gleichbleibender (links) und bei sinkender Drehzahl (Mitte) sowie bei gleichbleibender Drehzahl und starken Störampplituden (rechts)

Drehzahlschätzung

Im Funktionsblock „Drehzahlschätzung“ soll mittels des Wissens aus dem Spektrogramm eine Aussage getroffen werden, in welchem Bereich der Schaufeldrehklang liegt.

Im ersten Schritt wird für den jeweiligen Zeitabschnitt nach den größten Amplituden im Frequenzbereich gesucht. Sind die Frequenzwerte in jedem Zeitabschnitt gleich, so ist davon auszugehen, dass sich die Drehzahl während des Messzeitraumes nicht bzw. nur unwesentlich

($\Delta n < 5$ U/min) verändert hat.

Unterscheiden sich die Frequenzwerte, so ist die Art der Änderung zu betrachten: Liegt eine sprunghafte oder über das Normalmaß hinausgehende Änderung vor, so ist von einer Störung der Pumpe oder der Signalerfassung auszugehen. Dies kann durch eine Blockade des Rotors oder durch starke Druckschwankungen hervorgerufen werden.

Zeichnet sich eine gleichmäßige Veränderung in eine Richtung ab, so ist von einer regulären Drehzahländerung auszugehen. Der sich ergebende Trend ermöglicht die Abschätzung der aktuellen Drehzahl. Schwanken die Maximalwerte zwischen zwei Frequenzen, dann liegt die Frequenz vermutlich im mittleren Bereich. Schwanken Frequenz- und Amplitudenwerte, so ist von starken Störspektren auszugehen. Als Lösung bietet sich hier nur die arithmetische Mittelung der Frequenzwerte an. Zusätzlich muss die Information, dass das Ergebnis der Schätzung mit einer verminderten Genauigkeit vorliegt, weitergeleitet werden. Mit den gewonnenen Informationen aus diesem Block kann die Drehzahl im Idealfall auf 10 U/min genau bestimmt werden. Des Weiteren ergeben sich Informationen zur Änderung der Drehzahl in den letzten 10 Sekunden.

Bestimmung der Drehzahl

Das durch eine DFT des Sensorsignals gewonnene Spektrum des Drucksignals der letzten 10 Sekunden besitzt eine Auflösung von 0,1 Hz. Hebt sich der Schaufeldrehklang deutlich vom Rauschen ab und ist seine Frequenz konstant, so kann die volle Auflösung erreicht werden. Der Block „Drehzahlschätzung“ (Abb. 5.10 rechts) liefert die Information, in welchem Frequenzbereich der Schaufeldrehklang liegt. In diesem Bereich wird im Spektrum nach dem höchsten Signalamplitudenpeak gesucht. Aus der zum Peak gehörende Frequenz kann die Drehzahl nach Gln. (3.13) errechnet werden. Die Genauigkeit liegt bei ± 1 U/min. Wird eine Frequenzänderung erkannt, wird mit der Änderungsrate und der Zeit die Drehzahl abgeschätzt. Da der exakte Zeitpunkt der Änderung und ihre Rate nicht genau bekannt sind, ist die resultierende Auflösung geringer und liegt bei ± 5 U/min. Das Gleiche gilt auch für den Fall, dass das Sensorsignal von starken Störsignalen überlagert ist. Dies kann soweit führen, dass die Drehzahl nicht mehr eindeutig ermittelt werden kann. Aus diesem Grund wird ein Plausibilitätstest durchgeführt.

Plausibilitätstest

Im Plausibilitätstest wird abgeschätzt, ob die ermittelte Drehzahl in einem realistischen Verhältnis zu den in den letzten Durchgängen bestimmten Drehzahlen steht. Wenn der Bereich

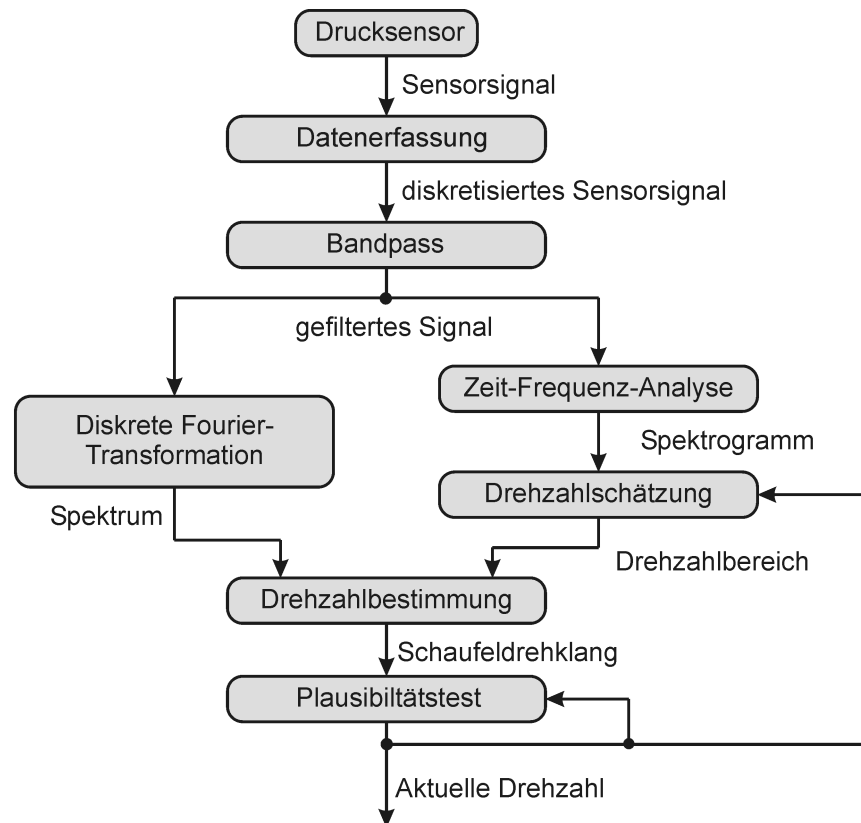


Abb. 5.10.: Flussdiagramm zur Drehzahlbestimmung

in der richtigen Relation zu der zuletzt ermittelten Drehzahl steht, kann mit großer Wahrscheinlichkeit davon ausgegangen werden, dass das errechnete Ergebnis mit der tatsächlichen Drehzahl übereinstimmt.

Umsetzung in LabView

Die Funktionsblöcke des dargestellten Blockdiagramms in Abbildung 5.10 werden in LabView in der Auswerteeinheit implementiert. Die Umsetzung ist in Anhang F.3 detailliert angegeben.

5.2.3. Integrierte Volumenstrombestimmung

In Abschnitt 3.5.2 wurde das Verfahren zur integrierten Volumenstrombestimmung im Sensorsystem ausgewählt. Das Verfahren basiert auf einem als Kennfeld hinterlegten Zusammenhang

zwischen dem Volumenstrom q_v in Abhängigkeit von der Drehzahl n und der Druckdifferenz Δp_{42} in der Spirale der Kreislumpumpe (Abb. 5.11).

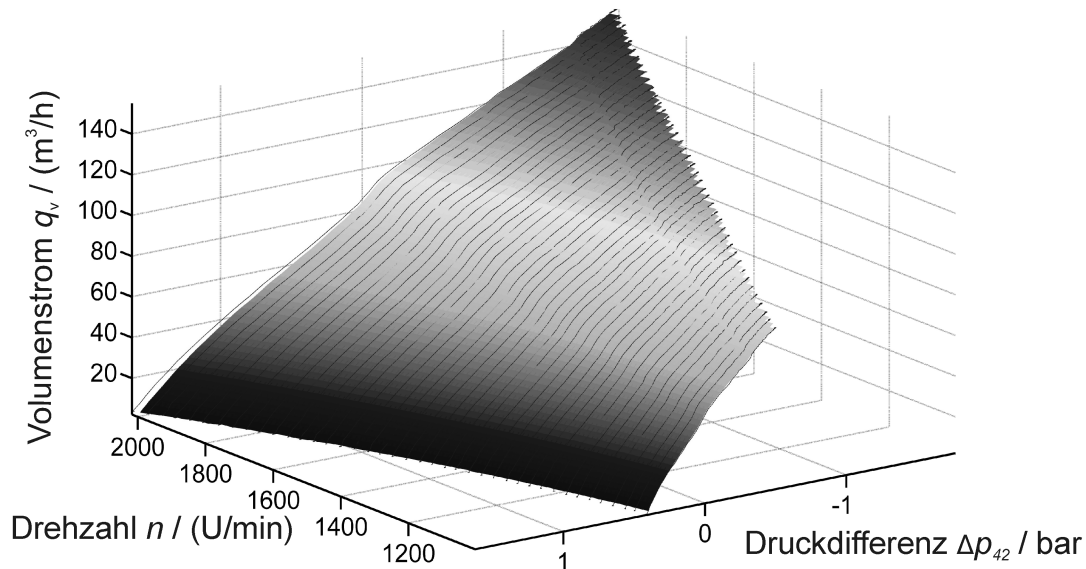


Abb. 5.11.: Kennfeld zur Bestimmung des Volumenstroms q_v mittels Druckdifferenz Δp und Drehzahl n

Die dem Kennfeld zu Grunde liegenden Messreihen werden wie folgt erfasst:

Zu Beginn jeder Reihe ist das Drosselventil des Prüfkreislaufs komplett geöffnet und die gewünschte Drehzahl wird eingestellt. Alternierend wird das Ventil jeweils ein Stück geschlossen und die Werte für q_v , p_4 und p_2 aufgezeichnet. Der Volumenstrom reduziert sich im Verlauf der Messreihe, bis das Ventil komplett verschlossen ist. Jede Messreihe besteht aus 150 Wertetriplets von q_v , n und der Druckdifferenz Δp_{42} . Das Kennfeld deckt einen Drehzahlbereich zwischen 1000 und 2000 U/min ab. Dafür wurden 41 Messreihen aufgenommen, was einer gleichmäßigen Auflösung von $\Delta n = 25$ U/min auf der Drehzahlachse entspricht. Das resultierende Kennfeld ist in die Volumenstrom-/Drehzahlebenen projiziert und in Abbildung 5.12 dargestellt. Die Linien entsprechen Punkten gleicher Druckdifferenz. Die einzelnen Messwerte werden durch Punkte repräsentiert. In Richtung der Drehzahlachse weist das Kennfeld eine gleichmäßige Auflösung auf, wohingegen die Messpunkte sich in Richtung der Volumenstromachse zu den Rändern hin verdichten. Für die Volumenstrombestimmung muss der Zusammenhang zwischen den Größen in der Auswerteeinheit hinterlegt werden. Prinzipiell stehen drei Verfahren zur Volumenstrombestimmung zur Verfügung:

- Interpolation aus dem Kennfeld

- Berechnung aus einer dimensionslosen Kennlinie
- Berechnung auf Basis einer Funktion $q_v = f(n, \Delta p_{42})$

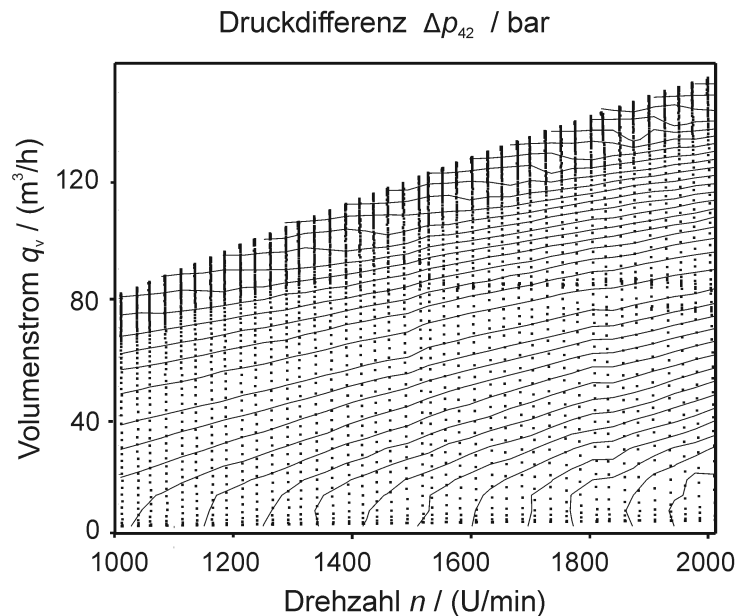


Abb. 5.12.: Kennfeld zur Volumenstrombestimmung mit eingezeichneten Messwerten (Punkte) und Linien gleicher Druckdifferenz

Die Verfahren unterscheiden sich hinsichtlich des benötigten Speicherplatzes in der Auswerteeinheit und die durch sie erreichbare Unsicherheit in der Bestimmung des Volumenstroms. Im Folgenden werden die einzelnen Verfahren erläutert. Im Anschluss wird auf die auftretende Unsicherheit im Detail eingegangen. Der untersuchte Volumenstrombereich liegt zwischen 0,25 und 1,4 von $q_{v\text{ opt}}(n)$. Dies entspricht dem normalen Betriebsbereich der Kreiselpumpe. Bei höheren bzw. niedrigeren Volumenströmen steigt der zufällige Fehler an (Abschnitt 3.5.2).

Interpolation aus dem Kennfeld

Für dieses Verfahren wird ein Kennfeld in der Auswerteeinheit hinterlegt. Das Sensorsystem erfasst die Drehzahl und die Druckdifferenz. Aus diesen Daten wird unter Zuhilfenahme des Kennfeldes der Volumenstrom interpoliert. Zur Erstellung des Kennfeldes wird in einem ersten Schritt ein Raster der Größe 100 x 100 angelegt, sodass die Auflösung in Drehzahlrichtung 10 U/min und in Druckrichtung 35 mbar entspricht. Im zweiten Schritt wird zu den Rasterpunkten der Volumenstrom mittels Interpolation aus den Messwerten bestimmt. Die resultierende Volumenstrommatrix ist in der Auswerteeinheit gespeichert.

Berechnung aus einer dimensionslosen Kennlinie

Das gemessene Kennfeld ist charakteristisch für die verwendete Kreiselpumpe. Soll eine weitere Kreiselpumpe ebenfalls mit einer integrierten Volumenstrombestimmung ausgestattet werden, so muss für diese Pumpe möglicherweise ein komplett neues Kennfeld erstellt werden. Die hierfür notwendige Messzeit beträgt ca. einen Arbeitstag. Bei einer industriellen Produktion von Kreiselpumpen kann ein solch langwieriger Prozessschritt aus Kostengründen nicht durchgeführt werden. Es stellt sich daher die Frage, ob sich der Volumenstrom nicht anhand einer dimensionslosen Kennlinie bestimmen lässt. Der Aufwand und der notwendige Speicherplatz würden sich deutlich reduzieren.

Die Bestimmung der Kennlinie erfordert folgende Schritte:

Nach den Ähnlichkeitsgesetzen (Abschnitt 3.2) verhält sich der Volumenstrom proportional zur Drehzahl.

Wird der geförderte Volumenstrom q_v auf den optimalen Volumenstrom $q_{v \text{ opt}}$ bei der aktuellen Drehzahl bezogen, so ergibt sich ein relativer Volumenstrom $q_{v \text{ rel}}$. Dieser lässt sich bestimmen nach:

$$q_{v \text{ rel}} = \frac{q_v}{q_{v \text{ opt}}} \quad (5.17)$$

$q_{v \text{ rel}}$ liegt bei jedem Betriebspunkt in einem Bereich zwischen 0 und 1,8 von $q_{v \text{ opt}}$. Dabei berechnet sich $q_{v \text{ opt}}$ mit:

$$q_{v \text{ opt}}(n)(\text{m}^3/\text{h}) = 0,048(\text{m}^3 \cdot \text{min}/(\text{h} \cdot \text{U})) \cdot n(\text{U}/\text{min}) \quad (5.18)$$

Der Vorfaktor ergibt sich aus der zu Grunde liegenden Geometrie der Kreiselpumpe.

In Abbildung 5.13 links ist das resultierende Kennfeld dargestellt. Die Linien des gleichen relativen Volumenstroms verlaufen strahlenförmig in Richtung der höheren Drehzahl. Eine quadratische Abhängigkeit des Verlaufs der Drehzahl ist zu erkennen.

Im nächsten Schritt wird die Druckdifferenz in eine dimensionslose Größe Ψ_{kenn} überführt. Ψ_{kenn} ist das Verhältnis der statischen Druckdifferenz Δp_{stat} zwischen den Punkten 4 und 2 in der Spirale und dem dynamischen Druck p_{dyn} . Dabei errechnet sich p_{dyn} aus der Geschwindigkeit v_{Umfang} des Wassers in Umfangsrichtung beim Austritt aus dem Schaufelrad.

$$\Psi_{\text{kenn}} = \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{p_{\text{dyn}}} = \frac{\Delta p_{42}}{\frac{\rho}{2} v_{\text{Umfang}}^2} \quad (5.19)$$

Das resultierende Kennfeld ist in Abbildung 5.13 rechts dargestellt. Es ist nun unabhängig von der Drehzahl und kann als Funktion $q_{v \text{ rel}} = f(\Psi_{\text{kenn}})$ in Form einer Kennlinie beschrieben werden. Sie ist in Abbildung 5.14 als schwarze Linie dargestellt.

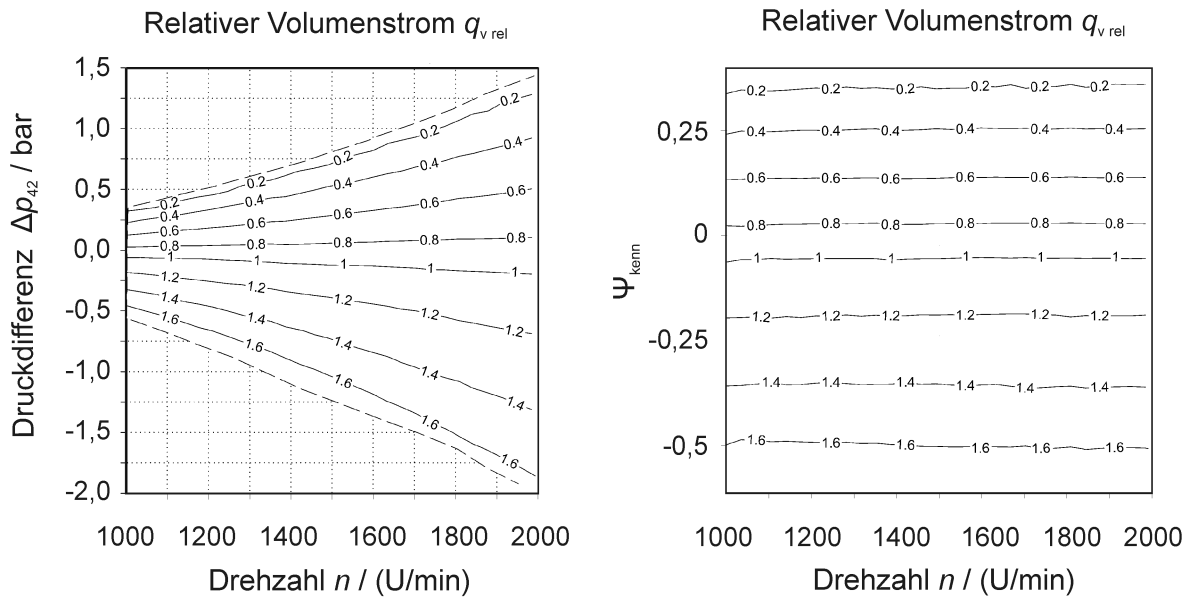


Abb. 5.13.: Kennlinien des relativen Volumenstroms

Links: $q_{v\ rel}$ in Abhängigkeit von Drehzahl n und Druckdifferenz Δp_{42} , rechts: $q_{v\ rel}$ in Abhängigkeit der dimensionslose Größe Ψ_{kenn} .

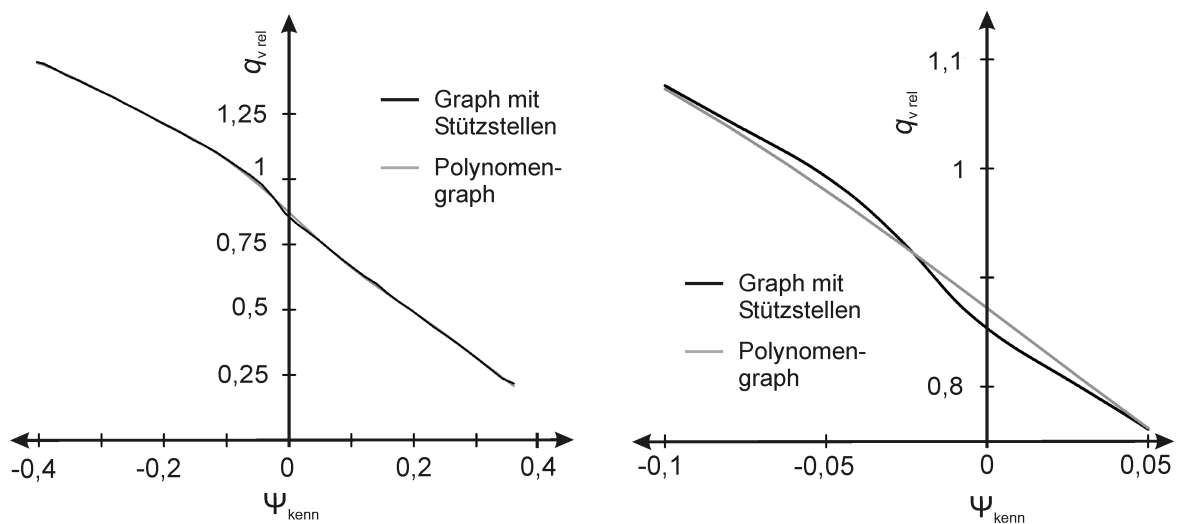


Abb. 5.14.: Kennlinie für die Volumenstrombestimmung

links: gesamter Verlauf, rechts: Ausschnitt des Verlaufs im Bereich der größten Abweichung zwischen der gemittelten und approximierten Kennlinie.

Diese Kennlinie ist in der Auswerteeinheit in Form von 50 Stützstellen hinterlegt. Für die Bestimmung des Volumenstroms wird der umgekehrte Weg durchgeführt: Aus der Drehzahl und der Druckdifferenz wird der Wert für Ψ_{kenn} berechnet und mit der Funktion $q_{v \text{ rel}} = f(\Psi_{\text{kenn}})$ der relative Volumenstrom $q_{v \text{ rel}}$ ermittelt. Anhand von $q_{v \text{ opt}}(n)$ und n lässt sich im nächsten Schritt der Volumenstrom q_v ermitteln.

Berechnung auf Basis einer Funktion

Die in der Auswerteeinheit hinterlegte Kennlinie wird aus Daten bestimmt. Eine weitere Vereinfachung ergibt sich, wenn die Kennlinie auf eine mathematische Funktion $q_v = f(n, \Delta p_{42})$ zurückgeführt werden kann. Im Idealfall müsste bei der Übertragung der integrierten Volumenstrombestimmung auf andere Kreiselpumpen nur die Funktion angepasst werden. Dabei erfolgt die Anpassung nicht auf Basis von Messungen, sondern auf Basis spezifischer Kennwerte.

Zur Entwicklung von $q_v = f(n, \Delta p_{42})$:

Die Funktion in Abbildung 5.14 weist im Bereich $-0,4 \leq \Psi_{\text{kenn}} < -0,1$ und $0 \leq \Psi_{\text{kenn}} < 0,4$ eine lineare Steigung auf. Im Zwischenbereich nimmt die Kennlinie die Form einer gespiegelten S-Kurve an. Die Kombination von linearem und geschwungenem Verlauf erschwert die Approximation der Funktion. Der gewählte Ansatz basiert auf einem Polynom. Der geschwungene Verlauf im mittleren und die lineare Steigung im linken und rechten Bereich weisen auf eine ungerade Funktion hin; die Exponenten des Polynoms sind überwiegend ungerade.

Ein Fit des Graphen ergibt die folgende Funktion:

$$\begin{aligned} q_{v \text{ rel}} = & 0,872 - 2,22\Psi_{\text{kenn}} - 0,51\Psi_{\text{kenn}}^2 + 18,8\Psi_{\text{kenn}}^3 - 287\Psi_{\text{kenn}}^5 + \\ & + 2,3 \cdot 10^3\Psi_{\text{kenn}}^7 - 9,33 \cdot 10^3\Psi_{\text{kenn}}^9 + 1,54 \cdot 10^4\Psi_{\text{kenn}}^{11} \end{aligned} \quad (5.20)$$

Ein qualitativer Vergleich des Polynoms mit der Kennlinie ist in Abbildung 5.14 rechts dargestellt. Das Polynom nähert die Kennlinie sehr gut an. Der mittlere quadratische Fehler beträgt $8 \cdot 10^{-7}$. Im Bereich um $\Psi_{\text{kenn}} = 0$ weichen die beiden Kurven voneinander ab (Abb. 5.14 links). Da die Kreiselpumpe die überwiegende Zeit in diesem Bereich betrieben wird, ist die Abweichung ein großer Nachteil für das Verfahren. Abhilfe könnte hier eine abschnittsweise definierte Funktion schaffen.

Messunsicherheit der unterschiedlichen Verfahren

Die Unsicherheit bei der Bestimmung des Volumenstroms ist von vielen Einflussgrößen abhängig. Dabei muss zwischen der Messunsicherheit der am Prüfstand eingesetzten Sensoren

und der Unsicherheit, mit dem der Zusammenhang zwischen Druckdifferenz Δp_{42} , Drehzahl n und Volumenstrom q_v bekannt ist, unterschieden werden. Insbesondere Veränderungen des hydraulischen Systems Kreiselpumpe müssen berücksichtigt werden.

Die Messunsicherheit der Sensoren wird durch den Hersteller bestimmt und im Datenblatt des Sensors angegeben. Damit kann die Gesamtunsicherheit bei Messungen im Prüfstand berechnet werden. Die eingesetzten Sensoren für Druck und Volumenstrom weisen einen reduzierten Fehler von 0,2% auf. Darin enthalten sind der Linearitäts-, der Hysteresefehler und die zufälligen Fehler. Der Drehzahlsensor weist mit einem absoluten Fehler von ± 1 U/min im Vergleich zu den anderen Sensoren einen geringeren reduzierten Fehler von $3 \cdot 10^{-4}$ auf. Er wird daher nicht weiter berücksichtigt. Unter der Annahme, dass die Fehler nicht korrelieren, ergibt sich näherungsweise ein reduzierter Gesamtfehler bei der Bestimmung des Kennfeldes von:

$$F_{\text{red ges Sensoren}} = \sqrt{F_{\text{red Drucksensor1}}^2 + F_{\text{red Drucksensor2}}^2 + F_{\text{red Volumenstrom}}^2} = 0,35\%$$

Die Bestimmung der Unsicherheit bei der Ermittlung des Volumenstroms über die Druckdifferenz ist deutlich schwieriger. Die Unsicherheit ist abhängig von

- Schwankungen bei den Größen Druck und Volumenstrom,
- dem verwendeten Verfahren zur Bestimmung des Volumenstroms,
- den eingesetzten Sensoren im Anlagenbetrieb,
- Erosion, Abrasion und Ablagerungen in der Kreiselpumpe sowie
- Umwelteinflüssen.

Im Folgenden werden die Einflüsse der einzelnen Punkte näher beschrieben. Soweit es möglich ist, soll eine Abschätzung der jeweiligen Unsicherheit durchgeführt werden.

An Oberflächenkanten und bei der Verringerung des Durchflussquerschnittes bilden sich Wirbel. In der Nähe der Druckmessstellen wirken sich diese in der Schwankung des gemessenen Drucks aus. Um dem entgegenzuwirken, werden die Drucksignale analog tiefpassgefiltert, um nur den tieffrequenten Anteil zu betrachten. Die Eckfrequenz des Filters beträgt 10 Hz.

Die Verfahren zur Volumenstrombestimmung basieren auf Messdaten, die an einem Prüfstand erfasst wurden, der sich im eingeschwungenen Zustand befand. Die Beschleunigungsvorgänge des Antriebes und des Fluids in den Rohren sind abgeschlossen. Bilden sich Wirbel an Verengungen, so variiert der Strömungswiderstand, und der Volumenstrom verändert sich. Die dynamischen Beschleunigungen des Fluids erzeugen Druckschwankungen, die keinen Bezug zum tatsächlichen Volumenstrom besitzen.

Die im vorherigen Abschnitt beschriebenen Verfahren zur Volumenstrombestimmung weisen unterschiedlich große Unsicherheiten auf.

Wird der Volumenstrom aus dem hinterlegten Kennfeld abgeleitet, so treten zwei Fehlerquel-

len auf: Bei der Erstellung des Kennfeldes aus den Messdaten (F_{Kennfeld}) und bei der Approximation des Volumenstroms im Betrieb (F_{approx}). Die beiden Quellen können nicht getrennt voneinander betrachtet werden, da die „wahren“ Werte nicht bekannt sind. Stattdessen wurden für die Bestimmung des Summenfehlers unterschiedliche Messpunkte angefahren und der „wahre“ Volumenstrom mit dem approximierten verglichen. Bei einer Grundgesamtheit von 260 Messpunkten ergibt sich eine Varianz $s_{\text{Kennfeld}}^2 = 0,18 \text{ (m}^3/\text{h)}^2$. Dies entspricht bei einem Vertrauensintervall von $2s$ einer Unsicherheit von $\pm 0,9 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. einem reduzierten Fehler von $F_{\text{red Kennfeld}} = 0,7\%$ bei der Volumenstrombestimmung.

Wird der Volumenstrom auf Basis der hinterlegten, dimensionslosen Kennlinie bestimmt, so kommt eine weitere Unsicherheit hinzu. Die dimensionslosen Kennlinien der unterschiedlichen Drehzahlen weisen untereinander leichte Abweichungen auf (Abb. 5.15).

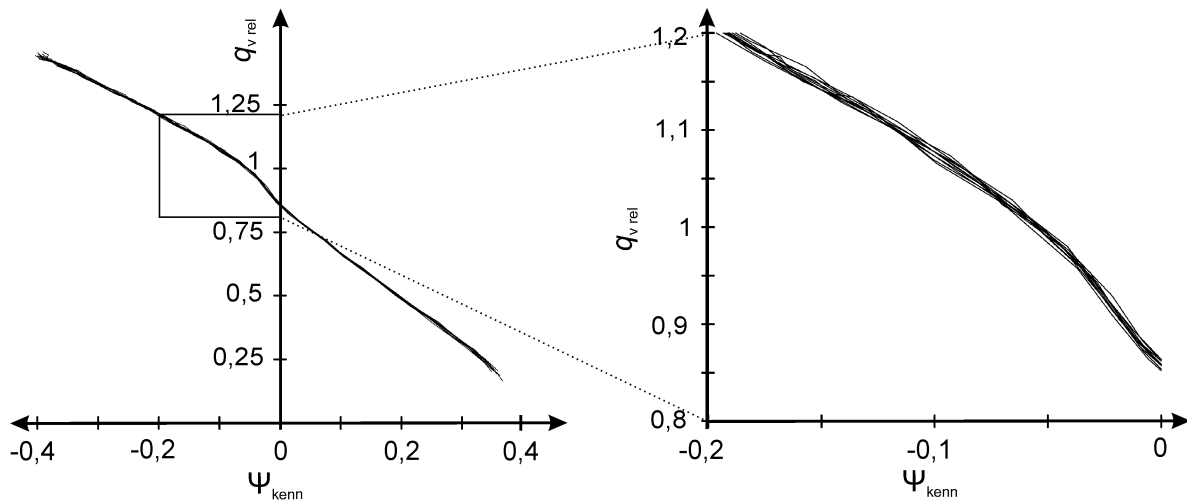


Abb. 5.15.: Vergleich der dimensionslosen Kennlinien bei unterschiedlichen Drehzahlen.

links: Gesamter Verlauf der einzelnen Kennlinien, rechts: Ausschnitt des Kennlinienverlaufs

Durch die Rückführung auf eine mittlere dimensionslose Kennlinie verschwinden die Unterschiede in der Kurvenform. Die Streuung zwischen den Kurven beträgt $s_{\text{Kennlinie}}^2 = 0,012$. Dies entspricht einem relativen Fehler $F_{\text{red Kennlinie}} = 0,8\%$. Zur Bestimmung des Gesamtfehlers beim errechneten Volumenstrom ist noch die Unsicherheit der Kennlinienbestimmung F_{Kennfeld} hinzuzurechnen. Es ergibt sich bei der Annahme von unkorrelierten Einzelfehlern ein reduzierter Fehler $F_{\text{ges Kennlinie}}$

$$F_{\text{ges Kennlinie}} = \sqrt{F_{\text{rel Kennfeld}}^2 + F_{\text{Kennlinie}}^2} = 1,2\%.$$

Wird die Kennlinie durch ein Polynom angenähert, kann das Polynom dem Kennlinienverlauf nicht exakt folgen. Es kommt zu einer Abweichung, die als systematischer Fehler $F_{\text{sys Poly}}$ bezeichnet wird. Geht die Druckdifferenz gegen Null, dann ist die Abweichung am größten (Abb. 5.20 rechts). Im Bereich der geringen Druckdifferenz befindet sich die Kreiselpumpe im energetischen Optimum. Sie sollte daher die meiste Zeit in diesem Bereich betrieben werden. Das hat zur Folge, dass der Fehler $F_{\text{sys Poly}} = 1,4\%$ besonders stark ins Gewicht fällt. Die Gesamtunsicherheit $F_{\text{ges Polynom}}$ ergibt sich unter Berücksichtigung von $F_{\text{ges Polynom}}$

$$F_{\text{ges Polynom}} = \sqrt{F_{\text{ges Kennlinie}}^2 + F_{\text{sys Poly}}^2} = 1,9\%.$$

Alle Messungen wurden mit Drucksensoren ausgeführt, die einen typischen reduzierten Fehler $F_{\text{rel}} = 0,2\%$ aufweisen. Durch den Einsatz von Drucksensoren mit einem reduzierten Fehler von 1% können die Kosten für die Sensoren deutlich reduziert werden. Es stellt sich daher die Frage, welchen Einfluss deren Einsatz auf die Bestimmung des Volumenstroms hat. Bei einem Messbereich von 10 bar besitzt ein solcher Sensor eine absolute Messunsicherheit von ± 100 mbar. Da die Druckdifferenz aus zwei Absolutdruckwerten berechnet wird, erhöht sich die Gesamtunsicherheit auf 1,4%. Die größte Steigung der Kennlinie mit $87 \text{ m}^3/(\text{h bar})$ tritt bei einer Drehzahl von $n = 1000 \text{ U/min}$ und $\Delta p_{42} > 0$ auf. Daraus ergibt sich rechnerisch ein maximaler absoluter Fehler von $\pm 12,3 \text{ m}^3/\text{h}$ oder ein reduzierter Fehler $F_{\text{red Sensor}} = 10,3 \%$. In Tabelle 5.2 sind die Messunsicherheiten noch einmal zusammengefasst. Den größten Einfluss hat die Messunsicherheit der Drucksensoren. Ob der Volumenstrom aus dem Kennfeld oder der Kennlinie bestimmt wird, ist nicht entscheidend. Erst der Übergang zum Polynom erhöht die Unsicherheit deutlich.

Tabelle 5.2.: Übersicht der einzelnen reduzierten und absoluten Fehler zur Volumenstrombestimmung

Unsicherheit	F_{Kennfeld}	$F_{\text{ges Kennlinie}}$	$F_{\text{ges Polynom}}$	$F_{\text{red Sensor}}$
reduziert in %	0,7	1,2	1,9	10,3
absolut in m^3/h	0,9	1,5	2,4	12,6

Über der Laufzeit verändern sich die hydraulischen Eigenschaften der Kreiselpumpe. Abrasion vergrößert die Querschnitte von Spirale, Diffusor und Schaufelradkammern. Bei gleicher Druckdifferenz kann ein größerer Volumenstrom gefördert werden. In Folge von Erosion erhöhen sich die Rauigkeit der Oberflächen und der Fließwiderstand. Um die gleiche Menge zu fördern ist ein zusätzlicher Druck notwendig. Fallen im Fluid gelöste Stoffe aus und lagern sich diese an den Oberflächen an, reduzieren sich die Fließquerschnitte und die Oberflächen

werden rauer. Lösen sich in Folge Teile der Ablagerung, so entstehen Kanten mit entsprechender Wirbelbildung. Die Volumenstrombestimmung wird negativ beeinflusst.

Die Volumenstrombestimmung ist umso genauer, je weniger sich die Umweltparameter vom Referenzzustand unterscheiden. So verändert die Temperatur die Eigenschaften des Wassers. Wird es wärmer, dann nehmen die Viskosität und das spezifische Gewicht ab. Wird ein anderes Fluid gefördert, so ändert sich der Zusammenhang zwischen Druckdifferenz und Volumenstrom. Durch Umbauten am Prüfstand, Austauschen von Teilen oder einen anderen Einsatzort, verändert sich das Kennfeld ebenfalls.

Veränderungen auf Grund von Umweltfaktoren und der hydraulischen Eigenschaften wurden nicht näher untersucht. Auch die Frage, wie sich das Verfahren auf andere Kreiselpumpen übertragen lässt, bleibt gegenwärtig unberücksichtigt.

Implementierung in der Auswerteeinheit

Als Grundlage für die integrierte Volumenstrombestimmung dient das aus den Messwerten interpolierte Kennfeld. Es ist in der Auswerteeinheit hinterlegt und wird durch das LabView-Programm in den Speicher eingelesen. Während des Betriebs interpoliert das Programm aus der Druckdifferenz Δp_{42} und der Drehzahl n den Volumenstrom q_v .

Die Verwendung des approximierten Polynoms kommt wegen des zusätzlichen systematischen Fehlers in der Nähe des normalen Arbeitsbereichs der Kreiselpumpe nicht in Frage.

5.2.4. Übersicht der Mess- und Kenngrößen

In Tabelle 5.3 sind alle Messgrößen und abgeleiteten Kenngrößen des Sensorsystems mit ihren Unsicherheiten aufgeführt.

5.3. Störungen, Schäden und Ausfälle an Kreiselpumpen

Die Begriffe Störung, Schaden und Ausfall werden in der Literatur aus unterschiedlichen Blickwinkeln betrachtet. Um eine einheitliche Grundlage zu bilden, werden nachfolgend die Begriffe kurz definiert:

Tabelle 5.3.: Übersicht über die gemessenen und abgeleiteten Kenngrößen mit ihren jeweiligen Unsicherheiten

Messgrößen		
Kenngröße	Messbereich	Messunsicherheit in %
Eingangsdruck p_{ein}	0 - 10 bar	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$
Ausgangsdruck p_{aus}	0 - 10 bar	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$
Temperatur ϑ	0 - 50°C	$F_{\text{red}} = \pm 0,1$
Wirkstrom i_{wirk}	0 - 100 A	$F_{\text{red}} = \pm 1$
Scheinstrom i_{schein}	0 - 100 A	$F_{\text{red}} = \pm 1$
Spannung u	0 - 400 V	$F_{\text{red}} = \pm 1$

abgeleitete Kenngrößen		
Kenngröße	Messbereich	Unsicherheit in %
NPSH-Wert	0 - 10 m	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$
Drehzahl n	1000 - 2500 U/min	$F_{\text{red}} = \pm 4 \cdot 10^{-2}$
Volumenstrom q_v	0 - 160 m³/h	$F_{\text{red}} = \pm 0,7$
Förderhöhe H	0 - 60 m	$F_{\text{red}} = \pm 0,3$
el. Leistung P_{el}	0 - 60 kW	$F_{\text{red}} = \pm 1,4$
hyd. Leistung P_{hyd}	0 - 27 kW	$F_{\text{red}} = \pm 0,8$
Gesamtwirkungsgrad η	0 - 1	$F_{\text{red}} = \pm 1,6$

- **Störung**

Bei einer Störung im Betriebsablauf ist die Funktion der Kreiselpumpe beeinträchtigt. Durch eine Veränderung der Betriebsbedingungen kann jederzeit der volle Betriebsumfang wieder hergestellt werden. Es sind keine Maßnahmen durch Servicepersonal an der Kreiselpumpe notwendig. Wird die Störung nicht behoben, so tritt ein Schaden ein.

- **Schaden**

Im Falle eines Schadens sind bereits dauerhafte Veränderungen an mechanischen Bauteilen der Kreiselpumpe eingetreten. Die mechanischen Bestandteile der Kreiselpumpe und ihre Eigenschaften sind verändert. Die Förderung des Fluids kann aufrecht erhalten werden. Je nach Grad der Schädigung muss kurz- oder mittelfristig eine Instandsetzung durchgeführt werden, damit als Folge kein Ausfall eintritt.

- **Ausfall** [DIN EN 61508] [DIN09]

Ein Ausfall ist nach [DIN EN 61508] die „Beendigung der Fähigkeit einer Betrachtungs-

einheit (hier: Kreiselpumpe) eine geforderte Funktion zu erfüllen“. Die Kreiselpumpe fördert nicht mehr, sie steht still. Für eine Wiederaufnahme der Förderung ist eine Instandsetzung oder ein Austausch der Pumpe notwendig.

Im Rahmen der Zustandsüberwachung ist zukünftig eine Schadensfrüherkennung im Sensorsystem zu implementieren. Die Aufgabe der Schadensfrüherkennung ist es, die auftretenden Störungen und Schäden zu erkennen, gegebenenfalls Gegenmaßnahmen einzuleiten und die Leitwarte über die Vorkommnisse zu informieren.

Für eine effektive Schadensfrüherkennung ist es notwendig, typische Ausfallursachen zu kennen. Gemäß einer im Jahr 1995 durchgeführten Umfrage bei Pumpenbetreibern [Tho95], treten etwa 80 % aller Ausfälle an Kreiselpumpen durch die in Tabelle 5.4 aufgeführten Ursachen auf.

Tabelle 5.4.: Ursachen, die etwa 80 % der Ausfälle an Kreiselpumpen hervorrufen [Tho95]

Baugruppe	Schaden	Häufigkeit
Kreiselpumpe	Gleitringdichtung	31%
	Leckage	10%
	Rotor	9%
	Spaltrohr und Gehäuse	je 3%
Motor	Wälzlager	22%
	Motor	10%
	Gleitlager	8%
	Kupplungen	4%

Diese Informationen geben einen Anhaltspunkt für typische Ausfallgründe und dafür, welche Ersatzteile vorrätig gehalten werden müssen. Jedoch gibt die Tabelle keine Information darüber, welche Störungen oder Schäden im Pumpeninneren der Grund für die Ausfälle sind und wie diese hätten verhindert werden können. Eine detaillierte Befragung nach den vermuteten Ursachen ergab das in Tabelle 5.5 dargestellte Ergebnis.

Im folgenden Abschnitt werden mögliche Störungen aufgelistet und ihre Diagnosemöglichkeit beschrieben.

5.3.1. Störungen in der Kreiselpumpe

Störungen sollten möglichst unterbunden oder zumindest rechtzeitig erkannt werden, um Schäden zu vermeiden. Eine Behebung von Störungen kann durch die Änderung der Betriebsum-

Tabelle 5.5.: Störungen und Schäden, die zu den in Tabelle 5.4 genannten Ausfallursachen führen [Tho95].

Störung / Schaden
Kavitation
Gas im Fördermedium
Blockade
Trockenlauf
Verschleiß
Ablagerungen
mechanische Schwingungen

stände von außen erfolgen. Hierzu zählen: das Anpassen der Fluidtemperatur, das Öffnen oder Schließen eines Ventils und die Anpassung der Drehzahl. Je nachdem, wodurch die Störung hervorgerufen wird, erfolgt die Veränderung der Betriebsbedingungen durch die Auswerteeinheit des Sensorsystems (Anpassen der Drehzahl) und/oder durch die Leitwarte (Ventilstellung, Temperatur). Folgende Störungen gilt es, im hydraulischen Bereich zu erkennen:

- **Kavitation**

Kavitation zerstört auf Dauer die Oberflächen in der Pumpe, insbesondere die Schaufeln. Ferner versperren die Dampfblasen den Eintrittsbereich des Schaufelrads, das Fluid wird an der Durchströmung gehindert. Eine weitergehende Beschreibung des Phänomens ist in Abschnitt 3.6 zu finden.

- **Gas im Fördermedium**

Gas besitzt im Vergleich zu Wasser eine um den Faktor tausend geringere Dichte und ist kompressibel. Ein geringer Gasanteil, wenn er in kleinen Blasen und homogen vorliegt, kann problemlos mitgefördert werden. Erhöht sich der Anteil, so trennen sich Gas und Fluid. Die Eigenschaften der Kreiselpumpe verändern sich. Der Volumenstrom und die Förderhöhe sind reduziert. Die Strömung reißt an den Schaufeln ab.

- **zu hohe Temperatur des Fluids**

Die thermische Belastung von Pumpenteilen, z.B. Dichtungen, kann zu deren Zerstörung führen. Des Weiteren setzt bei höheren Temperaturen die Kavitation bereits bei höheren Drücken ein.

- **Trockenlauf**

Befindet sich ausschließlich Gas im Pumpeninnenraum, so wird die Gleitringdichtung nicht mehr ausreichend durch das Fluid gekühlt. Die Dichtung heizt sich immer weiter

auf, bis sie zerstört wird. Die Kreislumppe wird an der Antriebswelle undicht und das Fördermedium kann nach außen dringen.

- **Verschlossene Zu- oder/und Ablaufventile**

Geschlossene Ein- bzw. Ausgangsventile unterbrechen den Fluidstrom. Die zugeführte mechanische Energie wird komplett in thermische Energie umgewandelt. Das Fluid heizt sich auf, bis es verdampft. Der entstehende Druck sucht sich seinen Ausweg im angeschlossenen System, oder es wird wie beim Trockenlauf die Gleitringdichtung zerstört. Des Weiteren kann es zu einem Thermoschock der Dichtungen und Lager kommen, wenn ein zuvor verschlossenes Ventil geöffnet wird und kaltes Medium in die Pumpe einfließt.

Einige Störungen, wie zu hohe Fluidtemperatur, lassen sich leicht anhand der gemessenen Temperatur erkennen. Auch der Trockenlauf ist leicht zu detektieren: Die auf den Drucksensoren lastende Fluidsäule ist nicht mehr vorhanden; alle Drucksensoren zeigen den gleichen Druckwert an.

5.3.2. Schäden und Ausfälle

Bei Schäden handelt es sich um dauerhafte Veränderungen in der Kreislumppe. Sie beeinträchtigen die Funktionsweise des Systems und führen zwangsläufig zu dessen Ausfall. Dabei können drei Auftrittsbereiche unterschieden werden:

- **elektrische Schäden**

Die vorwiegend eingesetzten Asynchronmotoren sind im Allgemeinen sehr robust aufgebaut. Der Rotor ist als Kurzschlussläufer ausgelegt. Somit existiert kein galvanischer Kontakt zwischen Rotor und Stator, der verschleiben kann. Nur im Bereich des Stators können Schäden auftreten, die durch Kurzschlüsse oder Unterbrechungen in den Spulenwicklungen entstehen. Die Schäden können durch eine ausreichende Kühlung unterbunden werden.

- **mechanische Schäden**

Die Lager sind eine Schwachstelle bei allen rotierenden Systemen. Sind sie nicht ausreichend geschmiert, so fällt die Kreislumppe auf Grund von Verschleiß und Überhitzung frühzeitig aus. Hinzu kommen Sekundärschäden durch eine fehlende Zentrierung des Schaufelrads: Es berührt das Gehäuse und vergrößert so den Dichtspalt.

- **hydraulische Schäden**

Im hydraulischen Bereich ist ein Schaden an der Gleitringdichtung der häufigste Grund für einen Ausfall der Kreislumppe. Die Dichtung sitzt auf der Antriebswelle und dient

der Trennung des Fördermediums von der Umwelt. Für ihre störungsfreie Funktion ist die Ausbildung eines geschlossenen, stabilen und tragfähigen Schmierfilms zwischen den Gleitpartnern der Dichtung von entscheidender Bedeutung. Damit ist das Fördermedium aktiv an der Aufrechterhaltung der Dichtheit beteiligt, d.h. es tritt immer eine vernachlässigbare Leckage auf. Die austretende Fluidmenge verdampft oder verdunstet im Normalfall in die Atmosphäre. Das System ist optisch gesehen dicht. Die optimale Ausbildung des Schmierfilms hängt vornehmlich von möglichst gleichbleibenden Druck- und Temperaturverhältnissen an der Gleitringdichtung ab.

All diese Schäden treten in Wechselwirkung. So kann die Blockade des Schaufelrades zur thermischen Zerstörung des Elektromotors führen. Sind die Lager nicht mehr in Ordnung, so fängt der Rotor an, zu schwingen, berührt den Dichtspalt und die Dichtung verschleißt.

Die Schadensfrüherkennung soll, wie bereits beschrieben, einen drohenden Ausfall rechtzeitig erkennen und vor ihm warnen. Ebenso können die Wartungsintervalle an den Zustand der Pumpe und den Produktionsablauf angepasst werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wird nicht auf die möglichen Verfahren zur Detektion von sich anbahnenden oder eingetretenen Schäden eingegangen. Zu diesem Themenbereich, wie auch zur Schadensdetektion am Motor existieren zahlreiche Veröffentlichungen [Aen02], [Huh03], [Kaf99], [Ken98], [Nol91], [Wol02].

Das vorgestellte Sensorsystem bietet allerdings die messtechnische Basis zur Implementierung einer Schadensfrüherkennung.

6. Störungstoleranz des integrierten Sensorsystems

Insbesondere bei sicherheitskritischen Systemen besteht die Forderung nach extrem hoher Verlässlichkeit. Ein Ausfall darf nach menschlichem Ermessen nicht auftreten. Dieser hohe Anspruch wird zunehmend auch auf andere technische Systeme übertragen. Für das hier behandelte System „Kreiselpumpe mit integriertem Sensorsystem“ bedeutet dieser Trend, dass das Sensorsystem zwei große Teilaufgaben bewältigen muss:

- Überwachung des Kreislumpenbetriebs
- Sicherung der eigenen Störungstoleranz

Die Anforderungen an das Sensorsystem bezüglich der Überwachung der Kreiselpumpe wurden bereits in Abschnitt 2.3 detailliert erläutert. Sie lauten zusammengefasst:

- Frühes Erkennen der sich anbahnenden Störungen und Schäden
- Erkennen der Störungen während des Betriebes
- Detaillierte Störungs- und Schadensdiagnose
- Möglichst geringe Anzahl an zusätzlichen Sensoren

Die Informationsgrundlage für die Steuerung und Regelung der Prozesse, aber auch für die Überwachung des Pumpenbetriebs, sind die durch die Sensoren erfassten Messgrößen. Daher beziehen sich die Begriffe Störung und Schaden nicht nur auf aktive Komponenten der Kreiselpumpe, sondern auch auf die eingesetzte Sensorik. Aus gestörten Messwerten können einerseits falsche Störungsmeldungen generiert werden, die unnötige Reaktionen auslösen. Andererseits werden auftretende Störungen nicht erkannt. Die Produktion läuft weiter und es fällt Ausschuss an. Zudem kann die Sicherheit der Anlage gefährdet sein.

Je detaillierter die Störungs- und Schadensdiagnose der Pumpe erfolgen soll, desto mehr Sensoren müssen das System überwachen. Mit steigender Zahl an Sensoren erhöht sich zugleich die Wahrscheinlichkeit, dass ein Sensor nicht mehr innerhalb seiner spezifizierten Toleranzgrenzen funktioniert. Die Gesamtzuverlässigkeit des Sensorsystems und der Kreiselpumpe sinkt. Um die Verlässlichkeit zu erhöhen, muss das Sensorsystem die aus den Sensoren ge-

wonnenen Informationen so miteinander verknüpfen, dass es den gestörten Sensor ohne zusätzliche externe Informationen erkennt. Im Anschluss sollte das Sensorsystem eine möglichst komplette Rekonfiguration durchführen. So verhindert es einen Totalausfall; das System ist störungstolerant.

Die Verlässlichkeit des Sensorsystems erhöht sich, wenn die Drucksensoren selbst über eine Störungstoleranz verfügen und ihren aktuellen Zustand an das übergeordnete System melden. Erst wenn ein Drucksensor eine auftretende Störung nicht mehr kompensieren kann, muss das übergeordnete System reagieren. Auf Grund dieses Vorteils wird das Sensorsystem um Drucksensoren mit Störungstoleranz erweitert. Das Messsystem und die Drucksensoren bilden nun zusammen das Sensorsystem (Abb. 6.1). Auf den Ablauf der Störungstoleranz der Drucksensoren wird in Abschnitt 6.2 und auf die des Messsystems in Abschnitt 6.3 näher eingegangen.

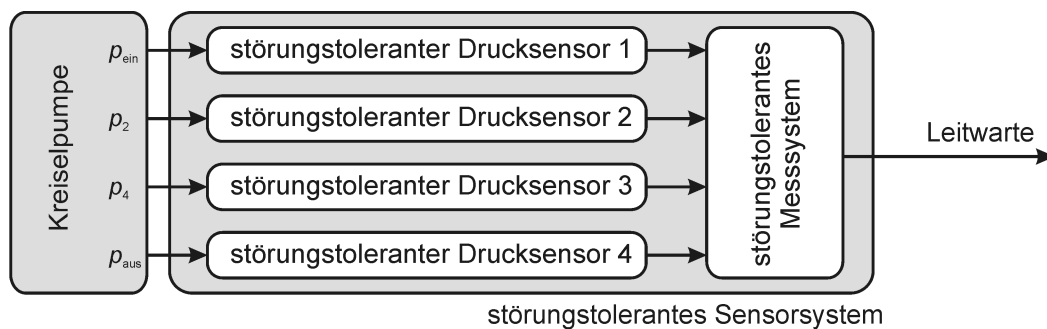


Abb. 6.1.: Aufbau des Sensorsystems mit störungstoleranten Drucksensoren und störungstolerantem Messsystem

6.1. Störungstoleranz von technischen Systemen

In Abbildung 6.2 ist das prinzipielle Schema, bestehend aus Selbstüberwachung und Rekonfiguration, dargestellt. Die Selbstüberwachung lässt sich wiederum in Einzelfunktionen unterteilen. Diese unterscheiden sich nach der verwendeten Methode und dem genutzten Verfahren [Ise94] [Ise03].

Im ersten Schritt werden aus den im System erfassten Messwerten Merkmale generiert. Dies können statische Größen oder Spektren sein. Mit Hilfe der Merkmale können Symptome abgeleitet werden, die möglichst aussagekräftig sind und den aktuellen Systemzustand exakt wiedergeben. Je mehr Symptome vorliegen, desto mehr und besser können Unregelmäßigkeiten eindeutig detektiert werden. Im Diagnoseschritt erfolgt die Interpretation der Symptome.

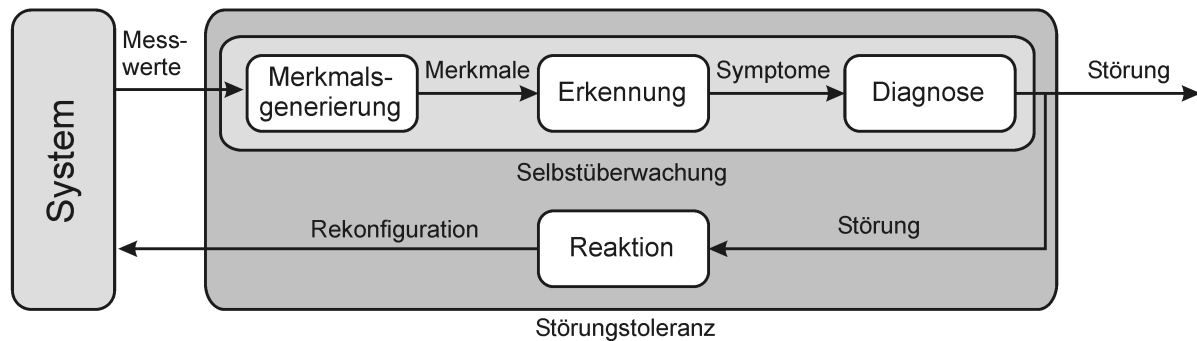


Abb. 6.2.: Funktionsumfang von Störungstoleranz (nach [Wol02])

Hierfür ist eine Wissensbasis notwendig, die die möglichen Störungen, Schäden und Ausfälle im System beinhaltet. Im Idealfall kann jeder Unregelmäßigkeit ein eindeutiges Symptom zugeordnet werden. Bei komplexeren Systemen ist dies in der Regel nicht möglich. Hier wird die Kombination der Symptome ausgewertet.

Die Wahl des geeigneten Diagnoseverfahrens ist abhängig von den zur Verfügung stehenden Symptomen und dem Wissen über die Zusammenhänge im System. Mit der Ausgabe des Status an ein übergeordnetes System ist die Selbstüberwachung abgeschlossen.

Die Methoden der Selbstüberwachung lassen sich in drei Gruppen einteilen (Abb. 6.3):

- autarker Sensor
- Vor- und Erfahrungswissen
- Prozesskopplung

Die Methode des *autarken Sensors* beschränkt sich auf Informationen, die ausschließlich im Sensor generiert werden. Bei der Methode der *Prozesskopplung* stehen zusätzliche Sensorsignale und Informationen über den zu überwachenden Prozess (Prozessmodell) zur Verfügung. Die Methode *Vor- und Erfahrungswissen* nimmt eine Mittelstellung ein: Zur Überwachung ist Wissen, z.B. langjähriges Erfahrungswissen der Bediener, über den Prozess notwendig. Es umfasst meist einfache Regeln wie Grenzwerte und Trends.

Mit der in einem letzten Schritt durchgeführten Rekonfiguration wird die Störungstoleranz des Systems abgeschlossen. Auf dem Wissen, welche Störung, Schaden oder Ausfall vorliegt, kann eine geeignete Rekonfiguration des Systems durchgeführt werden. Ziel ist, die ursprüngliche Funktionalität im vollen Umfang wieder herzustellen. Hierfür wird auf vorhandene Ressourcen im System zurückgegriffen. Für die Rekonfiguration stehen prinzipiell zwei Wege zur Verfügung: Entweder wird der schadhafte Bestandteil ersetzt oder, im Fall des Sensorsystems, die zuvor gemessene Größe aus den anderen Größen mittels Algorithmen bestimmt.

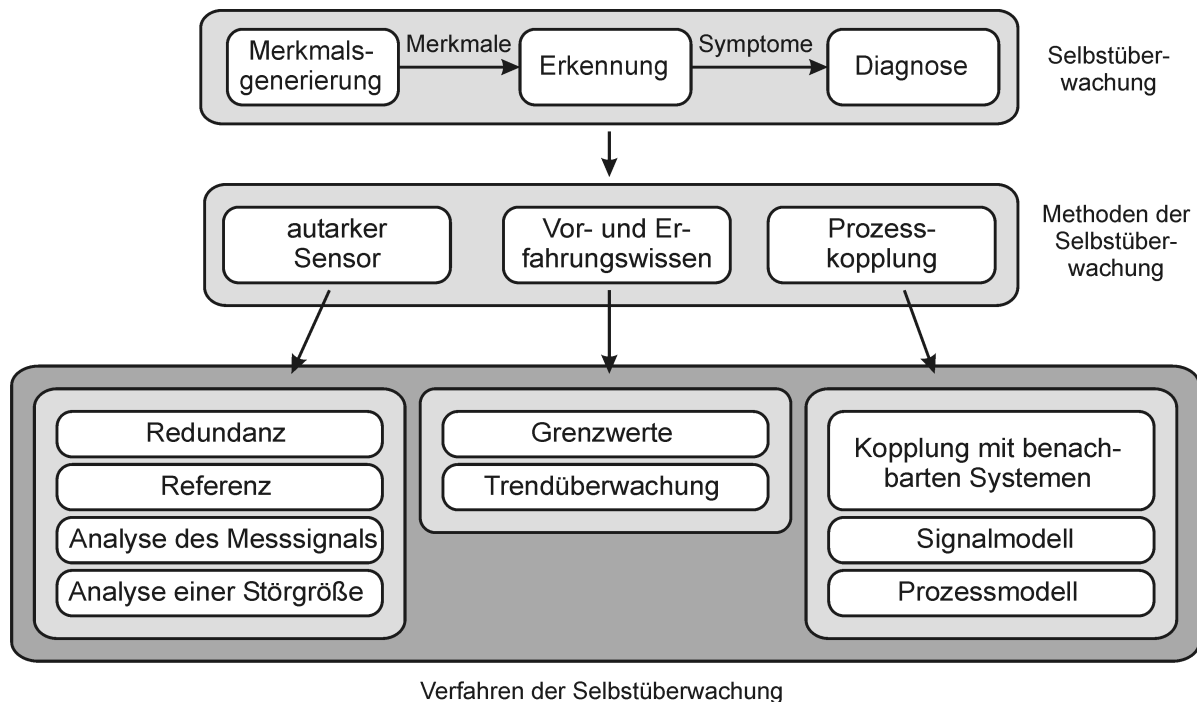


Abb. 6.3.: Einteilung der Selbstüberwachung nach unterschiedlichen Methoden und Verfahren

6.2. Störungstoleranz der autarken Drucksensoren

Die Störungstoleranz bei Sensoren gewährleistet, dass die von ihnen gelieferten Ausgangssignale verlässlich sind, und dass das übergeordnete System im Fall eines Ausfalls einer Einheit oder des gesamten Sensors davon in Kenntnis gesetzt wird.

Für die Überwachung des Sensorzustands stehen nur die Informationen zur Verfügung, die der Sensor selbst durch die Messungen gewinnt oder intern erzeugt. Daher können nur die Verfahren genutzt werden, die zu den Überwachungsmethoden des *autarken Sensors* zählen (linke Seite in Abb. 6.3). Dies bietet dem Sensorhersteller den Vorteil, dass die Selbstüberwachung unabhängig vom Einsatzfall realisiert werden kann.

Die prinzipielle Signalkette eines Drucksensors ist in Abbildung 6.4 dargestellt. Der Primärsensor, auch als Sensorelement bezeichnet, wandelt den Druck in eine elektrische Zwischengröße. Diese wird mittels der Primärelektronik (Anpassелеlektronik) in eine massebezogene Spannung gewandelt und verstärkt. In der Sekundärelektronik (Verarbeitungselektronik) wird das Signal analog oder digital verarbeitet. Am Ausgang liegt das Sensorsignal meist als analoges oder digitales Standardsignal an.



Abb. 6.4.: Prinzipielle Signalkette eines Drucksensors

6.2.1. Verfahren zur Selbstüberwachung von Sensoren

Bei der Selbstüberwachung von Sensoren dienen die gemessenen und/oder intern erzeugten Größen als Basis der Zustandsanalyse. Folgende grundsätzliche Verfahren lassen sich nach [Mül06] nutzen:

- Redundante Messeinheiten
- Referenzgröße als Messgröße
- erweiterte Analyse des Messsignals
- Analyse der Querempfindlichkeit einer Störgröße

Um eine höhere Verlässlichkeit zu erzielen, wird häufig das Verfahren der *Sensorredundanz* angewendet: Mehrere Einheiten, bestehend aus Primärsensor und -elektronik, führen die gleiche Funktionalität aus.

Die Selbstüberwachung bei Sensoren basiert auf *heißer Redundanz*. Die redundanten Einheiten liefern, im Gegensatz zur *kalten Redundanz*, fortlaufend ihr Ausgangssignal. Eine Differenz zwischen den Signalen wird erkannt. Für die Realisierung einer Selbstüberwachung sind mindestens zwei Einheiten notwendig. Überschreitet die Differenz zwischen den Ausgangssignalen einen zulässigen Schwellwert, ist von einer Störung auszugehen. Zur Bestimmung der gestörten Einheit ist mindestens eine dritte Einheit notwendig. Durch einen Mehrheitsentscheid lässt sich bestimmen, welche Einheit außerhalb des Arbeitsbereiches liegt. Des Weiteren ist der Sensor in der Lage, sich zu rekonfigurieren, indem er die gestörte Einheit abschaltet und ein Messsignal aus den verbleibenden Einheiten weiterleitet. Die Störung wurde ausgeglichen. Der Sensor ist störungstolerant. Die Vorteile des Redundanz-Verfahrens liegen in einer hohen Erkennungsrate und ihrer Rekonfigurierbarkeit. Nachteilig wirkt sich der erhöhte Kostenaufwand durch die zusätzlichen Einheiten aus.

Sensoren werden durch das Einleiten einer bekannten *Referenzgröße* als Messgröße kalibriert. Dazu wird das Ausgangssignal des Sensors mit der Kalibriergröße ins Verhältnis gesetzt und der Übertragungsfaktor B_0 und der Offset u_0 bestimmt. Durch Alterungserscheinungen oder Einflüsse von außen verändern sich die Übertragungseigenschaften des Primärsensors und der Primär- und Sekundärelektronik. Der mit der zulässigen Toleranz angenommene Rückschluss auf die Messgröße stimmt nicht mehr. Um die Übertragungseigenschaften im eingebauten

Zustand zu überprüfen, können Referenzsignale in den Sensor implementiert werden. Für den Primärsensor wäre das ein Kalibrierdruck und für die elektronischen Komponenten eine Spannung oder ein Strom. Stand der Technik ist einzig die Überprüfung der elektronischen Komponenten. Nur vereinzelte Drucksensoren besitzen die Möglichkeit den Primärsensor zu überprüfen [Mül06]. Da der Primärsensor die hauptsächliche Ausfallursache ist, ist die Störungserkennung stark reduziert. Das Verfahren wird daher nicht weiter betrachtet.

Das Ausgangssignal des Primärsensors enthält zusätzliche Informationen, die zur Zustandsüberwachung des Sensors herangezogen werden können. Ist z.B. das Messsignal mit einem Rauschanteil überlagert, so kann der Anteil hinsichtlich seiner Leistung analysiert werden. Daraus lassen sich Rückschlüsse auf den Zustand der Sensorelektronik oder die Ankopplung an die Messgröße ziehen. Der Vorteil des Verfahrens der *erweiterten Signalanalyse* liegt in der einfachen Möglichkeit, die erforderlichen Algorithmen in die Sekundärelektronik des Sensors zu implementieren. Eine Änderung der Konstruktion des Sensors ist nicht notwendig.

Der Primärsensor ist nicht nur für die Messgröße empfindlich, sondern weist auch für einwirkende *Störgrößen* Querempfindlichkeiten auf. Um die Messunsicherheit zu reduzieren, wird die Störgröße erfasst und ihre Auswirkung auf das Signal mittels der Sensorelektronik korrigiert. Für eine Selbstüberwachung kann die Querempfindlichkeit genutzt werden, um zu prüfen, ob die Störgröße die vorhergesagten Auswirkungen auf die einzelnen Teile der Messkette hat.

In dieser Arbeit wird das Verfahren der *Redundanz* für die Selbstüberwachung auf Sensorebene ausgewählt. Es ist das einzige der vorgestellten Verfahren, das gleichzeitig eine Selbstüberwachung und eine Rekonfiguration zulässt. Ferner ergeben sich weitere Vorteile: geringere Messunsicherheit und Streuung des Sensorausgangssignals, da die Signale der einzelnen Primärsensoren gemittelt werden können.

Im nächsten Abschnitt wird auf den Aufbau und die Funktionsweise des störungstoleranten Drucksensors eingegangen.

6.2.2. Störungstoleranter autarker Drucksensor

Die Störungstoleranz wird durch die redundante Anordnung von drei Primärsensoren gewährleistet. Das Signalflussbild des redundanten Drucksensors ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Die Entscheidung fiel auf die Verwendung von drei Primärsensoren, da so die Möglichkeit besteht, neben der Selbstüberwachung auch die Rekonfiguration zu realisieren. Der redundante Drucksensor ist auch nach dem Ausfall eines Primärsensors in der Lage, seine Funktion aufrechtzuerhalten. Der zu messende Druck wird an drei Primärsensoren geführt, das jeweilige Brückensignal mittels einer Primärelektronik verstärkt und zu einem Multiplexer geleitet.

Parallel dazu werden die verstärkten Signale analysiert und eine Diagnose durchgeführt. Das Ergebnis wird in Form eines Statussignals an das Messsystem ausgegeben. Ferner erfolgt die Ansteuerung des Multiplexers, der das Ausgangssignal einer Primärelektronik an den Ausgang des redundanten Sensors weiterleitet.

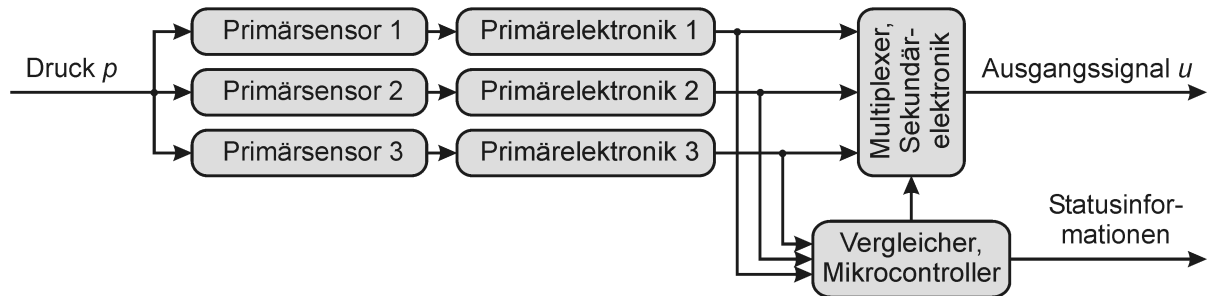


Abb. 6.5.: Signalflussskizze des redundanten Drucksensors

Mechanischer Aufbau

Der mechanische Aufbau des Sensors ist in Abb. 6.6 dargestellt.

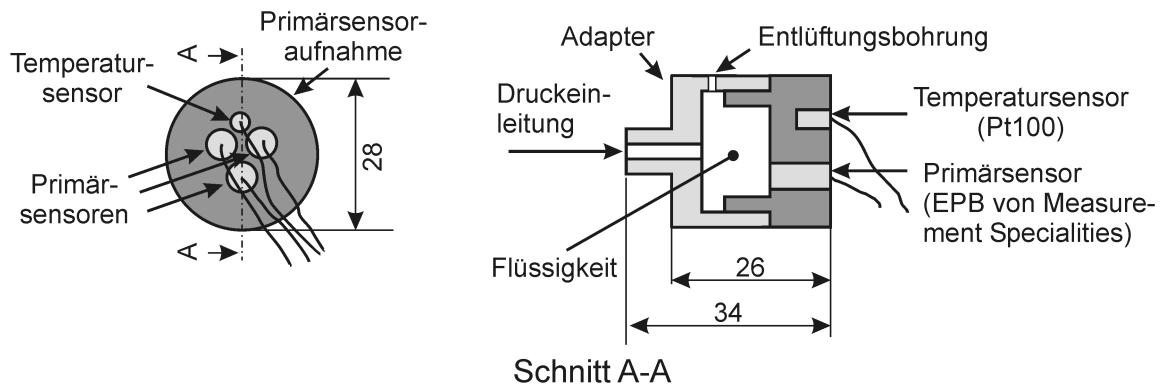


Abb. 6.6.: Aufbau des redundanten Drucksensors

Die Primärsensoren sind in eine Primärsensoraufnahme integriert. In ein Sackloch kann zusätzlich ein Temperatursensor integriert werden, um den Temperatureinfluss auf das Übertragungsverhalten der Primärsensoren in der Sekundärelektronik zu korrigieren. Ein Adapter dient zur Druckeinleitung auf die Primärsensoren. Er ist an der Messstelle angebracht und verteilt die Messgröße auf die Primärsensoren. Außerdem dient der Adapter als Bindeglied

zwischen der Messstelle und der Primärsensoraufnahme. Zur Entlüftung des Hohlraums ist eine verschließbare seitliche Öffnung integriert.

Sensorelektronik

Die Sensorelektronik besteht aus quadratischen Modulplatinen von $4 \times 4 \text{ cm}^2$, die aufeinander gesteckt werden. Der elektrische Kontakt zwischen den einzelnen Platinen wird über Buchsen- und Pfostenleisten realisiert. Drei Modultypen finden Verwendung:

- 1x Spannungsversorgung
- 3x Primärelektronik
- 1x Signalauswertung (Sekundärelektronik)

Die Energieversorgung der Sensorelektronik erfolgt mit einer symmetrischen Spannung von $\pm 15 \text{ V}$. Aus dieser Spannung werden mittels Linearregler die Versorgungsspannungen für die Instrumentationsverstärker ($\pm 12 \text{ V}$) und für Sensoren und Logik ($\pm 5 \text{ V}$) generiert.

Je eine Primärelektronikplatine (Schaltungsskizze in Abb. 6.7) verstärkt das Brückensignal $u_{\text{Brücke}}$ des Primärsensors um den Faktor 100 mittels eines Instrumentationsverstärkers INA 128 von Burr Brown. Ferner wird über u_0 ein Nullpunktgleich vorgenommen.

Auf Grund von produktionsbedingten Toleranzen weisen die drei Primärsensoren leicht unterschiedliche Übertragungsfaktoren B_0 auf. Über den Widerstand R_1 wird der Verstärkungsfaktor der Instrumentationsverstärker entsprechend angepasst. Das Ausgangssignal u_{Aus} wird zur Signalauswertungsplatine geleitet.

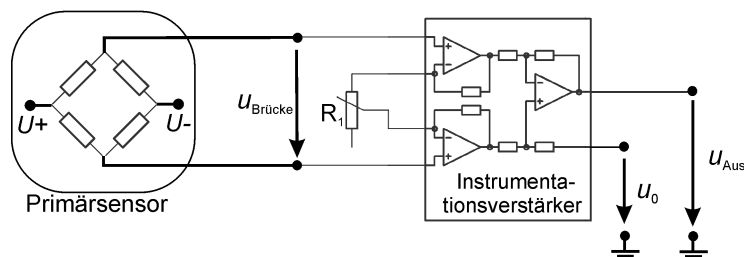


Abb. 6.7.: Schaltplan der Primärelektronik

Auf der Signalauswerteplatine (Schaltplan in Abb. 6.8) werden die tiefpassgefilterten Signale zu einem Multiplexer (MAX 4518 von Maxim) geleitet. Über seine Steuereingänge kann definiert werden, welches Sensorsignal zum Ausgang gelangt. Die Ansteuerung erfolgt über einen Mikrocontroller.

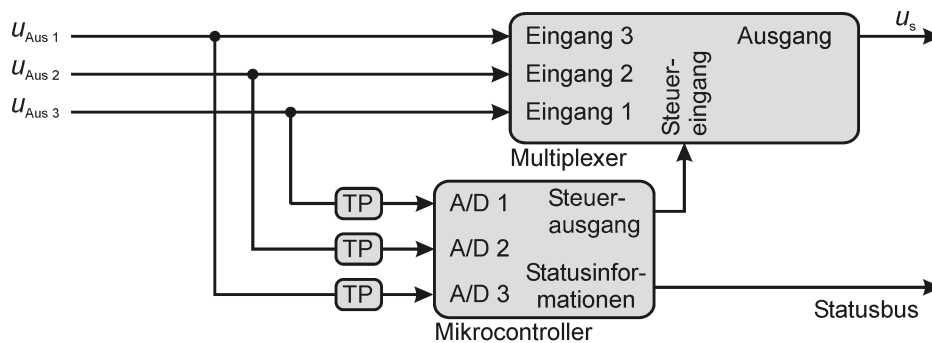


Abb. 6.8.: Schaltplan der Auswerteelektronik

Die Diagnose beruht auf dem Vergleich der statischen Ausgangssignale $u_{\text{Aus } 1}$ bis $u_{\text{Aus } 3}$ der Primärelektroniken: Die Signale werden tiefpassgefiltert ($f_{\text{Grenz}}=10$ Hz) und digitalisiert. Da der AD-Wandler nur für Spannungen zwischen 0 und 5 V ausgelegt ist, werden die Signale jeweils mittels eines Spannungsteilers gedrittelt.

Der Mikrocontroller (ATiny2313 von Atmel) vergleicht die digitalisierten Werte miteinander. Das Signal, das dem Mittelwert aus den drei Signale am nächsten ist, wird durch den Multiplexer zum Ausgang des Sensors durchgeschaltet. Überschreitet die Differenz zwischen den einzelnen Signalen einen definierten Toleranzbereich, so wird ein Diagnosevorgang aktiviert. Anhand der ermittelten Differenzen ist es nun möglich, unter Zuhilfenahme einer Wahrheitstabelle, die gestörte Einheit, bestehend aus Primärsensor und -elektronik, zu identifizieren und abzuschalten. Es folgt eine Rekonfiguration: Der Multiplexer wird so angesteuert, dass eines der verbleibenden Signale durchgeschaltet wird. Ferner wird über den I²C-Bus das Ereignis an das Messsystem gemeldet. Der redundante Drucksensor besitzt mit den zwei verbleibenden Einheiten noch die Fähigkeit, sich zu überwachen. Eine Diagnose, welche Einheit geschädigt ist, kann nicht mehr durchgeführt werden.

Gesamtaufbau des redundanten Drucksensors

In Abbildung 6.9 ist rechts der redundante Drucksensor dargestellt. Das Gehäuse ist aus Aluminiumblech gefertigt, um am Prüfstand auftretende elektromagnetische Störfelder abzuschirmen. Von rechts wird der Druck eingeleitet. Hinten links befindet sich der Kabelanschluss für die Energieversorgung und die Signalübertragung. In der Mitte der Abbildung ist der realisierte Sensorhalter mit Primärsensoren und angeschraubtem Adapter abgebildet. Links ist eine Abbildung des Platinenstapels dargestellt. Auf der linken Platine befindet sich die Auswerteelektronik, die das Ausgangssignal des redundanten Drucksensors generiert. Auf den mittleren

drei sind die Primärelektroniken für die Verstärkung der Primärsensorsignale untergebracht. Die rechte Platine dient zur Speisung der Primärsensoren, den Verstärkern und der Auswerteschaltung.

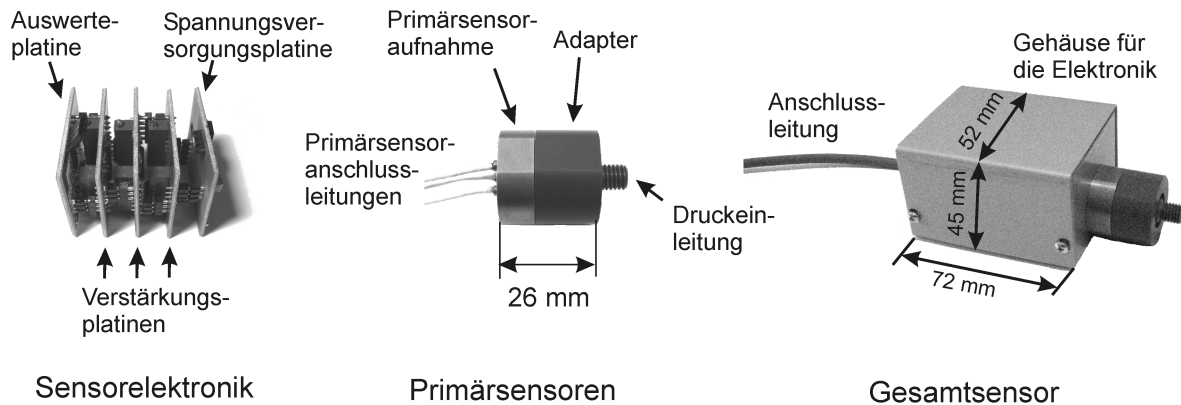


Abb. 6.9.: Ansichten des redundanten Drucksensors und seiner Baugruppen

6.3. Störungstoleranz im Messsystem

Die Verfahren der Störungstoleranz des Messsystems unterscheiden sich gegenüber dem des zuvor beschriebenen autarken redundanten Drucksensors in mehreren Punkten: Das Messsystem überwacht die Kreislpumpe. An mehreren Stellen können Größen erfasst und in Beziehung zueinander gesetzt werden. Im Gegensatz zu dem Mikrocontroller des störungstoleranten autarken Drucksensors besitzt die Auswerteeinheit eine größere Rechenleistung und Speicherkapazität. So ist es möglich, Prozesswissen zu hinterlegen und komplexere Analysen durchzuführen. Die Diagnose kann sehr differenziert ausgeführt werden.

Der Einsatz von störungstoleranten Sensoren ist der Idealfall. Da solche Sensoren nicht Stand der Technik sind, wird im Folgenden von Sensoren ausgegangen, die weder über eine Selbstüberwachung noch eine Rekonfigurationsmöglichkeit verfügen.

Zwei zentrale Größen werden im Messsystem nicht direkt durch Sensoren erfasst: die Drehzahl n und der Volumenstrom q_v . Ihre Bestimmung wird durch die Auswertung der Drucksensorsignale realisiert. Die Drehzahl lässt sich durch Druckschwankungen, die durch die Schaufelradkammern erzeugt werden, bestimmen (Abschnitt 5.2.2). Die Schwankungen werden über die Druckmessstellen 2 und 4 im Diffusor und am Austritt detektiert. Die Drehzahl ist auch bei Ausfall eines Sensors verlässlich detektierbar. Problematisch ist die Bestimmung des Volumenstroms über in Kennfeldern abgelegte Druckdifferenzen: Verändern sich der Offset

u_0 oder der Übertragungsfaktor B_0 eines der eingesetzten Drucksensoren allmählich (Drift), so weicht der Volumenstrom zunehmend vom wahren Wert ab.

In den nächsten Abschnitten wird die Vorgehensweise zur Sicherung von Störungstoleranz im Messsystem beschrieben, beginnend bei den möglichen Verfahren der Selbstüberwachung bis hin zur konkreten Umsetzung im Messsystem.

6.3.1. Verfahren zur Selbstüberwachung des Messsystems

Die zur Verfügung stehenden Verfahren zur Selbstüberwachung sind in Abbildung 6.3 dargestellt. Da das Messsystem über Informationen mehrerer Sensoren und Erfahrungswissen des zu überwachenden Prozessteils zur Verfügung stehen, wird im Folgenden der Fokus auf die Methoden „Nutzung von Vor- und Erfahrungswissen“ und „Prozesskopplung“ gerichtet.

In Abbildung 6.10 ist eine Übersicht der Verfahren zur Überwachung nach ISERMANN [Ise06] dargestellt. Basierend auf dieser Grundlage soll im Folgenden eine Abschätzung zur Eignung der Verfahren für diesen Anwendungsfall durchgeführt werden.

Der Vorgang der Merkmalgenerierung und Bildung von Symptomen lassen sich nicht immer klar trennen und hängen von den verwendeten Verfahren ab. Eine grobe Unterteilung kann nach der Zahl der genutzten Signale erfolgen.

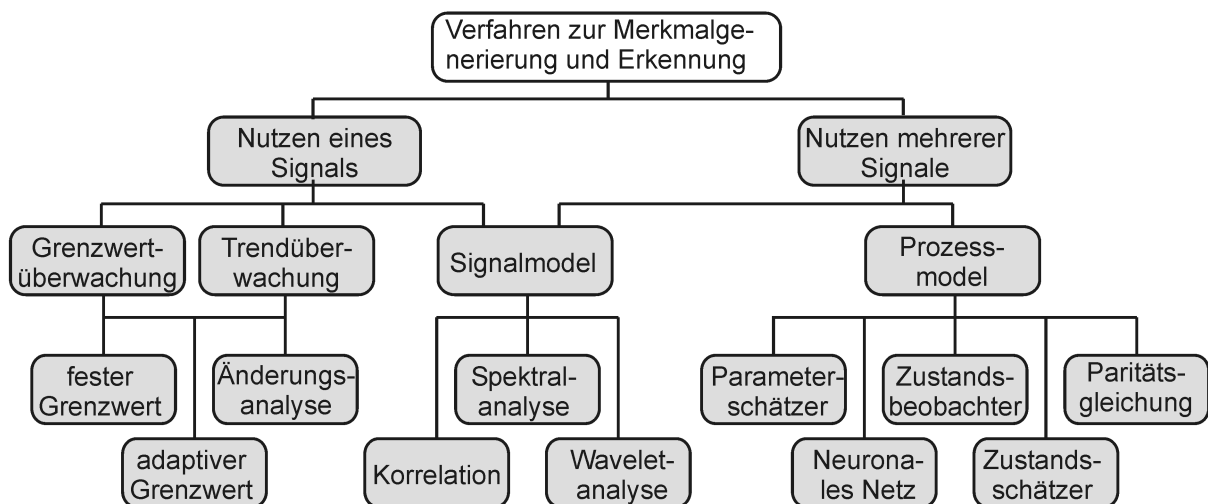


Abb. 6.10.: Systematische Gruppierung der einzelnen Verfahren zur Merkmalsbildung [Ise06]

- **Merkmalsgenerierung und Erkennung durch Analyse eines Signals**

Bei der Nutzung von nur einem Signal sind nach [Ise06] die folgenden Verfahren zu unterscheiden:

– Statischer Signalanteil

Dieses einfache Verfahren ist hier die Überwachung von vorgegebenen Grenzwerten. Sobald diese unter- oder überschritten werden, wird ein Alarm ausgelöst. Nach ISERMANN [Ise06] ist die Grenzwertüberwachung das am häufigsten eingesetzte Verfahren in der Prozessleittechnik, da es sich einfach realisieren lässt. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Überwachung des Signaltrends, um schon vor dem Erreichen eines Grenzwertes Gegenmaßnahmen einleiten zu können.

– Signalbasierte Ansätze

Die Verfahren zur Überwachung lassen sich wiederum in zwei Gruppen unterteilen: In eine Analyse der stochastischen und eine der periodischen Anteile. Nach ISERMANN [Ise94] lässt sich folgende Einteilung angeben:

* Regellose Signale

Hierzu zählen die Bestimmung von Varianz, Autokorrelationsfunktion und Leistungsdichtespektrum.

* determinierte Signale

Werden determinierte Signale analysiert, so können Amplituden, Frequenzen oder der Phasenwinkel bestimmt werden.

Für die Diagnose werden im System Grenzwerte hinterlegt, die nicht überschritten werden dürfen.

Alternativ zur Analyse eines Signals können mehrere Signale untereinander verglichen werden. Mit Hilfe der Kreuzkorrelation kann erkannt werden, wie stark sich die Signale ähneln oder ob in den Spektren die gleichen Frequenzen vorhanden sind. Abhängig vom aktuellen Zustand ändern sich die Anteile. Die detektierten Unterschiede können für die Diagnose genutzt werden.

• Merkmalsgenerierung durch die Analyse mehrerer Signale

Werden mehrere Signale für die Überwachung genutzt, so bietet sich die Verwendung eines Prozessmodells an. Dazu werden Information über die statischen und dynamischen Prozesseigenschaften in der Auswerteeinheit hinterlegt. Das Modell soll einerseits den Prozess so gut nachbilden, dass auch kleine Abweichungen vom Referenzzustand zuverlässig detektiert werden können, andererseits soll das erstellte Modell mit vertretbarem Aufwand berechenbar sein. Diese konkurrierenden Ziele lassen sich nur dann miteinander vereinbaren, wenn ein geeignetes Modell verwendet wird. Das Modell ist abhängig von der Form, in der das Wissen vorliegt. Bei der theoretischen Modellbildung sind die dem Prozess zu Grunde liegenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten vollständig bekannt, ebenso die den Prozess beeinflussenden Parameter. Diametral entgegen steht

die experimentelle Modellbildung. Hier ist so gut wie kein a-priori-Wissen vorhanden. Die Bestimmung der Struktur und der Parameter basieren auf gemessenen Ein- und Ausgangsgrößen. Je nachdem, wie groß das Wissen über den Prozess ist und welche Parameter/ Größen überwacht werden sollen, gibt es einen fließenden Übergang zwischen der theoretischen und der experimentellen Modellbildung. Dabei lassen sich die folgenden fünf Verfahren unterscheiden:

- Paritätsgleichung
- Parameterschätzer
- Zustandsbeobachter
- Zustandsschätzer
- Neuronales Netz

In [Ise06] sind die einzelnen Verfahren sowie ihre Vor- und Nachteile umfassend beschrieben. Daher soll hier nur eine kurze Übersicht gegeben werden:

Für das Verfahren der *Paritätsgleichung* wird ein analytisches Modell des fehlerfreien Prozesses benötigt (Abb. 6.11). Für die Überwachung werden mit Hilfe des Modells und den Eingangsgrößen die Ausgangsgrößen berechnet. Diese werden mit den gemessenen verglichen. Die Differenz wird als Residuum bezeichnet und der Diagnose zugeführt. Da die Zahl der Ausgangssignale gering ist, stehen auch nur wenige Residuen für die Diagnose zur Verfügung. Der Vorteil des Verfahrens liegt in der Verwendung von messbaren Größen und der leichten Modellbildung mittels Kennlinien und -feldern bei einfachen Prozessen.

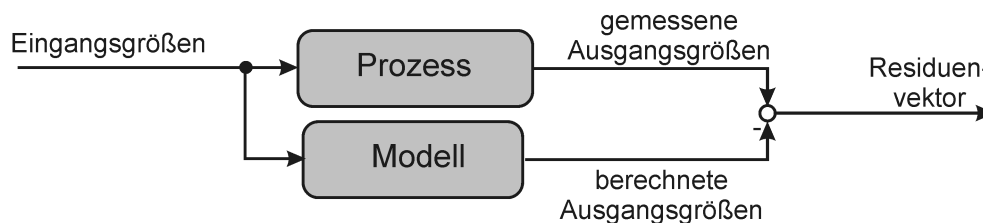


Abb. 6.11.: Überwachungsprinzip mit Paritätsgleichungen

Dem Verfahren *Parameterabschätzung* (Abb. 6.12) liegt ein lineares, analytisch bestimmtes Modell zu Grunde. Die Modellparameter werden während des Betriebes fortlaufend geschätzt. Das Ziel ist es, dass das Ausgangssignal des Modells mit dem des überwachten Prozesses übereinstimmt. Tritt eine Störung auf, so verändern sich ein oder mehrere Parameter. Die Abweichung von den Referenzwerten gibt Aufschluss über die Art der Störung und ihren Ort. Dies ist möglich, da die Parameter realen Größen im Pro-

zess zugeordnet werden können. Je exakter das Modell bestimmt ist, desto eindeutiger und empfindlicher kann eine Störung detektiert werden.

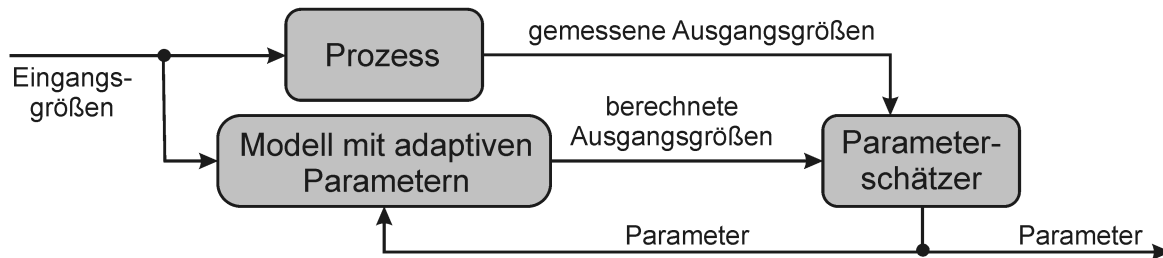


Abb. 6.12.: Überwachungsprinzip des Parameterschätzers

Das Ziel bei der Verwendung des Verfahrens mittels *Zustandsschätzers/-beobachters* ist die Bestimmung von Größen im Prozess, die nicht gemessen werden können oder sollen. Diese Größen werden als Zustandsgrößen bezeichnet. Das Verfahren basiert auf einem genauen Prozessmodell mit seinen Parametern. Dem Beobachter (Abb. 6.13) werden sowohl die Eingangs- als auch die Ausgangsgrößen des Prozesses zugeführt. Der Beobachter vergleicht das Ausgangssignal des Prozesses mit dem des Modells. Die Abweichung wird über die Beobachtermatrix auf die Zwischengröße zurückgeführt. Für die Diagnose stellt der Beobachter einen Residuenvektor zur Verfügung. Zur Untersuchung von mehreren Zustandsgrößen wird eine Bank von Beobachtern eingesetzt [Lue64].

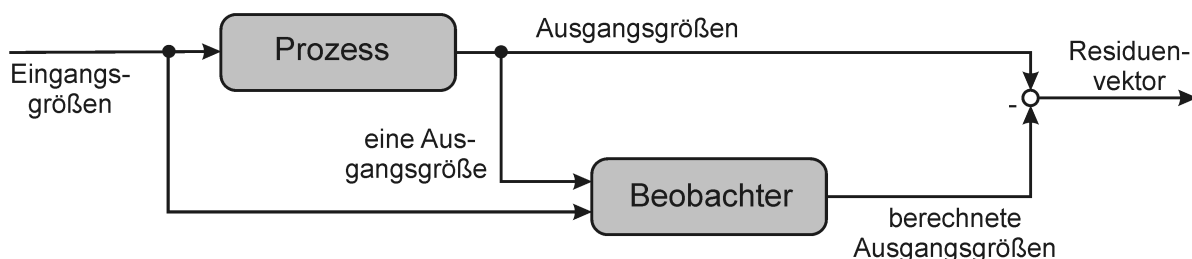


Abb. 6.13.: Überwachungsprinzip eines Beobachters

Das Verfahren der *neuronalen Netze* spielen eine Sonderrolle bei der Erstellung von Prozessmodellen, da kein a-priori-Prozesswissen über den zu untersuchenden Prozess notwendig ist. Vielmehr erlernt das Netz das Verhalten des zu überwachenden Prozesses anhand von Lerndaten, die aus Ein- und Ausgangsgrößen bestehen. Für jede zu erkennende Störung und jeden Schaden ist ein eigenes Netz zu trainieren. Für die Diagnose wird das Ausgangssignal des Prozesses mit den Signalen der einzelnen Netze verglichen. Liegen eine Störung oder ein Schaden vor, so stimmt das Prozessausgangssignal

mit dem Ausgangssignal des Netzes überein, das auf das Ereignis trainiert wurde. Ungelernte Ereignisse sind daher nicht diagnostizierbar.

Zur Auswahl des geeigneten Verfahrens für die Selbstüberwachung sind Kriterien zu definieren. Auf diese und die Auswahl des Überwachungsprinzips wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen.

6.3.2. Auswahl der Überwachungsmethode

Für die Auswahl der Überwachungsmethode müssen die Eigenschaften des Messsystems und die Randbedingungen berücksichtigt werden:

1. **Nutzbare Größen**

Als Messgrößen stehen die vier Drücke p_{ein} , p_2 , p_4 , p_{aus} und die Drehzahl n zur Verfügung.

2. **Nur die Drehzahl ist verlässlich**

Die Drehzahl kann über den dynamischen Anteil von drei Drucksignalen bestimmt werden (Abschnitt 5.2.2). Bei Ausfall eines Sensors kann auf das Signal eines anderen zurück gegriffen werden.

3. **Bekanntes statisches Systemverhalten**

Für die Drehzahlen $n = 1000 \text{ U/min}$ bis 2000 U/min sind die Druckverhältnisse an den vier Druckmessstellen in Form von Kennfeldern für alle Betriebspunkte der Kreiselpumpe ($q_v = 0$ bis $q_{v \max}(n)$) bekannt.

4. **Überwachung der Drucksensoren**

Die Selbstüberwachung des Messsystems bezieht sich auf die Funktionsfähigkeit der Sensoren innerhalb ihrer Spezifikationen.

5. **Unabhängigkeit vom Systemdruck**

Der im System herrschende statische Druck ist nicht konstant.

6. **Online-Diagnose**

Die Überprüfung der Sensoren soll während des laufenden Betriebs erfolgen. Das hat zur Folge, dass keine definierten Referenzwerte angefahren werden können.

7. **Maximal ein Sensor ist gestört/ ausgefallen**

Die Überwachung soll darauf ausgelegt werden, dass sich maximal ein Sensor außerhalb der Spezifikationen befindet.

Folgende Sensor-Zustände können, vom Messsystem aus gesehen, eintreten:

- **Normalbetrieb**

Der Sensor arbeitet innerhalb der bekannten Spezifikationen.

- **Fehlerhafter Übertragungsfaktor, Offset → Störung**

Das Ausgangssignal korreliert mit der Eingangsgröße, jedoch haben sich der Übertragungsfaktor und/oder der Offset geändert. Durch eine Rekalibrierung kann der Sensor wieder seine volle Funktionsfähigkeit erhalten.

- **Gleichbleibendes Signal → Ausfall**

In diesem Zustand verändert sich das Ausgangssignal nicht mehr in Abhängigkeit von der zu messenden Größe.

Das optimale Überwachungsverfahren wird auf Basis von Abbildung 6.10 in mehreren Schritten von oben nach unten gewählt. Im ersten Schritt erfolgt die grobe Auswahl:

Dem Messsystem stehen mehrere Signale für die Überwachung zur Verfügung (Kriterium 1). Hinzu kommt, dass für die Bestimmung des Volumenstroms die Druckverhältnisse in der Kreiselpumpe bei unterschiedlichen Betriebspunkten erfasst wurden. Das Systemverhalten ist in Form von Kennfeldern bekannt (Kriterium 3). Daher werden die zur Auswahl stehenden Überwachungsverfahren auf die des „Prozessmodells“ reduziert.

Im zweiten Schritt wird das eigentliche Verfahren ausgewählt. Dazu müssen die Ein- und Ausgangsgrößen des Modells bestimmt werden. Nach Kriterium 4 sind die Drucksensoren auf ihre Funktionsfähigkeit hin zu untersuchen. Sie liefern die Ausgangsgrößen in Abbildung 6.14. In den Untersuchungen zur Volumenstrombestimmung mittels Druckdifferenzen (Abschnitt 3.5.2) zeigte sich, dass die Drücke neben der Drehzahlabhängigkeit eine zusätzliche Abhängigkeit vom statischen Druck p_{stat} und dem Volumenstrom q_v aufweisen. Damit sind die Drehzahl n , der statische Druck p_{stat} und der Volumenstrom q_v die Eingangsgrößen.

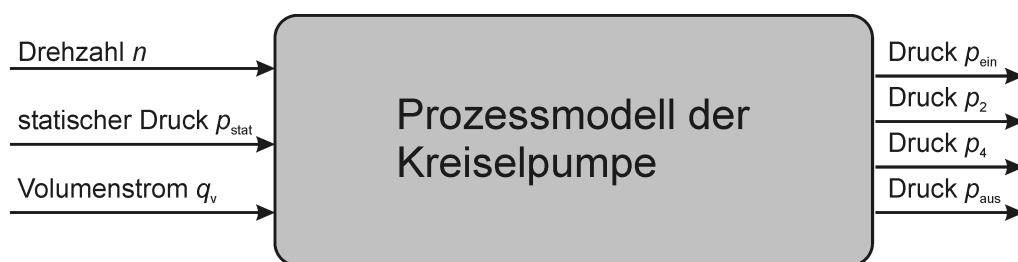


Abb. 6.14.: Ein- und Ausgangsgrößen des Prozessmodells für die Kreiselpumpe

Die einzige Eingangsgröße, die dem Sensorsystem verlässlich bekannt ist, ist die Drehzahl. Der statische Druck ist unbekannt, sein Einfluss muss über eine Differenzbildung eliminiert werden. Näheres hierzu im nächsten Abschnitt. Der Volumenstrom q_v wird aus den Ausgangsgrößen p_4 und p_2 bestimmt (Abschnitt 3.5.2). Das einzige Überwachungsverfahren, das Ein-

und Ausgangsgrößen nutzt, ist das des *Beobachters*. Daher wird dieses Verfahren als Grundlage der Überwachung des Messsystems genutzt. Im Unterschied zum üblichen Vorgehen in der Regelungstechnik ist das Prozesswissen nicht in Form von Gleichungen, sondern als Kennlinien hinterlegt.

6.3.3. Konzept und Entwurf der Selbstüberwachung

Das Ziel beim *Entwurf von Beobachtern* ist das Erkennen von aufgetretenen Störungen durch einen Vergleich zwischen den Ausgangsgrößen des Prozesses und denen des Beobachters. Die Differenzen werden als Residuen an die Diagnoseeinheit weitergeleitet. Liegt eine Störung vor, dann übersteigt mindestens ein Residuum das Toleranzband. Im Idealfall weicht bei einer Störung eines Sensors nur ein Residuum eindeutig ab. Voraussetzung ist, dass das Modell bekannt ist und alle notwendigen Eingangsgrößen zur Verfügung stehen.

Auf das Messsystem übertragen, bedeutet dies: Für jeden zu überwachenden Druck p_x muss ein virtueller Drucksensor erstellt werden, der aus den Eingangsgrößen den Druck p_x^* bestimmt. Das * kennzeichnet, dass es sich um eine berechnete Größe aus dem Modell handelt. Da nur die Drehzahl verlässlich bekannt ist, muss eine Abhängigkeit in der Form $p_x^* = f(n)$ gefunden werden. Für die Drücke resultiert aus dem in Abbildung 6.14 dargestellten Modell eine Funktion in der Form: $p_x^* = f(n, p_{\text{stat}}, q_v)$. Da nicht alle Größen zur Verfügung stehen, muss ein Ansatz gefunden werden, die unbekannten Größen aus der Gleichung zu eliminieren, oder sie auf einem anderen Wege zu bestimmen.

Die Abhängigkeit vom statischen Druck p_{stat} kann durch die Bildung einer Druckdifferenz eliminiert werden:

$$\Delta p_{xy}^* = p_x^*(n, p_{\text{stat}}, q_v) - p_y^*(n, p_{\text{stat}}, q_v) = f(n, q_v) \quad (6.1)$$

Der zur Berechnung von Δp_{xy}^* fehlende Volumenstrom q_v kann mittels der Druckdifferenz Δp_{42} , der Drehzahl n und des entsprechenden Kennfeldes bestimmt werden (Abschnitt 3.5.2). Das entspricht einer Funktion der Form $q_v = f(n, \Delta p_{\text{ab}})$. Auf Basis dieser Funktion ist die Eingangsgröße q_v von den zu überwachenden Ausgangsgrößen abhängig und daher nicht mehr verlässlich bekannt.

Als Lösung bietet sich an, den Volumenstrom mittels jeder der möglichen sechs Druckdifferenzkombinationen zu bestimmen und die resultierenden Volumenstromwerte miteinander zu vergleichen. Weisen die Werte untereinander Differenzen auf, so liegt ein gestörter Sensor vor. Da jeder Druck an drei Differenzen beteiligt ist, ändern sich dementsprechend auch drei Volumenstromwerte. In Abbildung 6.15 ist ein Beispiel für eine Drehzahl $n=1600$ U/min dargestellt.

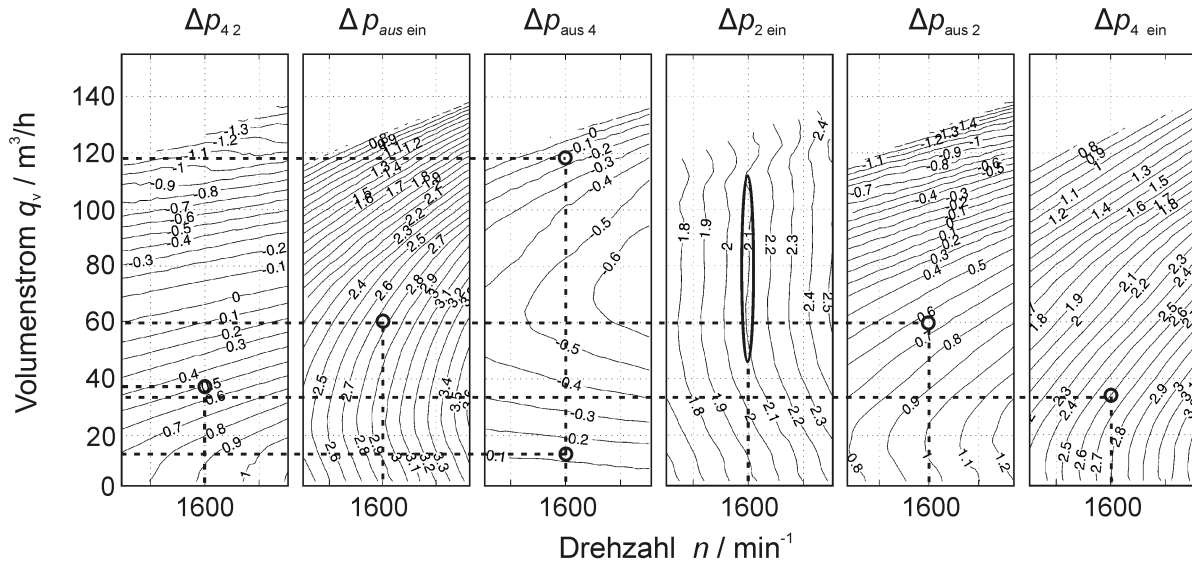


Abb. 6.15.: Vergleich der interpolierten Volumenströme bei einem gestörten Druckwert p_4 (0,4 bar zu hoch)

Der Druck p_4 wird um 0,4 bar zu hoch gemessen und der „wahre“ Volumenstromwert liegt bei $60 \text{ m}^3/\text{h}$. Die drei Kennfelder mit den Druckdifferenzen $\Delta p_{\text{aus ein}}$, $\Delta p_{2 \text{ ein}}$ und $\Delta p_{\text{aus 2}}$ können den Volumenstrom bestätigen. Die drei verbleibenden Kennfelder ergeben deutlich abweichende Werte. Bei der Druckdifferenz $\Delta p_{2 \text{ ein}}$ kann für den Volumenstrom nur ein Bereich angegeben werden, beim Kennfeld $\Delta p_{\text{aus 4}}$ ergeben sich zwei potentielle Volumenstromwerte. In beiden Fällen ist kein eindeutiger Volumenstrom bestimmbar.

Das Kennfeld $\Delta p_{2 \text{ ein}}$ weist eine besondere Eigenschaft auf: Für eine Drehzahl existiert nur ein kleiner zulässiger Differenzdruckbereich. Weicht $\Delta p_{2 \text{ ein}}$ um mehr als 0,3 bar vom „wahren“ Wert ab, so lässt sich der Volumenstrom nicht mehr bestimmen. Daher muss in einer vorherigen Prüfung analysiert werden, ob die Druckdifferenz bei der aktuellen Drehzahl realistisch ist. Ist dies nicht der Fall, so ist einer der beteiligten Sensoren gestört. Das Gleiche gilt auch für $\Delta p_{\text{aus 4}}$: Der gültige Differenzdruckbereich liegt zwischen 0 und 0,6 bar. In gleicher Weise müssen auch die restlichen Druckdifferenzen überprüft werden.

Die Interpolation des Volumenstroms über Kennfelder ist mit einer Unsicherheit verbunden. Wird q_v in die Gleichung (6.1) eingesetzt, so steigt die Unsicherheit für die interpolierte Druckdifferenz an. Die Überwachung wird unempfindlicher gegenüber Störungen, da die Grenze zu einer Störungen weiter gesteckt werden muss. Zur Verringerung der Unsicherheit bietet sich ein direkter Vergleich der Druckdifferenzen an, ein Interpolationsschritt wird eingespart:

$$\Delta p_{xy}^* = f(n, \Delta p_{ab}) \quad (6.2)$$

Zur Bestimmung von p_{xy}^* wird das Kennfeld $f(n, \Delta p_{ab})$ in einen virtuellen Drucksensor implementiert (Abb. 6.16). Im ersten Schritt wird aus den Drücken p_a und p_b die Differenz gebildet. Mit ihr und der Drehzahl wird die Druckdifferenz Δp_{xy}^* errechnet. Durch Hinzuaddieren von p_y ergibt sich dann p_x^* .

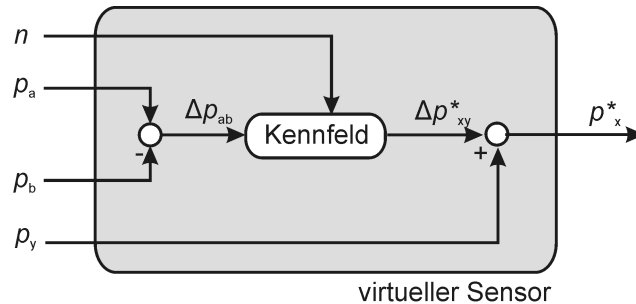


Abb. 6.16.: Aufbau des virtuellen Sensors

Der berechnete und der gemessene Druck werden miteinander verglichen. Gilt

$$p_x^* - p_x \neq 0 \quad (6.3)$$

so weist dies auf eine Störung oder einen Ausfall eines der beteiligten Sensoren hin. Da nicht bekannt ist, welcher Sensor gestört ist, sind für eine Diagnose mehrere virtuelle Sensoren notwendig. Diese bilden zusammen eine *Bank von Beobachtern*. Anhand deren Ausgangssignale kann in der Diagnose der betroffene Sensor bestimmt werden. Die Zahl der notwendigen virtuellen Sensoren ist abhängig von den genutzten Kennfeldern.

Die Verwendung von Kennfeldern erfordert die Überwachung der Eingangswerte, ob sich diese in einem gültigen Bereich befinden. Der *Bank von Beobachtern* ist daher eine Grenzwertüberwachung vorgeschaltet. Das resultierende Konzept der Selbstüberwachung ist in Abbildung 6.17 dargestellt.

Anhand der Grenzwertüberschreitungen können drei Fälle unterschieden werden:

- **keine Überschreitung**

Alle Messwerte sind in der Nähe ihres „wahren“ Wertes. Eine genauere Überprüfung ist durch die *Bank an Beobachtern* durchzuführen.

- **eine Überschreitung**

Einer der an der Überschreitung beteiligten Sensoren ist die Störungsquelle. Um diesen Sensor zu bestimmen, müssen weitere Anhaltspunkte durch die *Bank an Beobachtern* generiert werden. Hierzu finden nur die Beobachter Verwendung, die Druckdifferenzen innerhalb der zulässigen Grenzwerte nutzen.

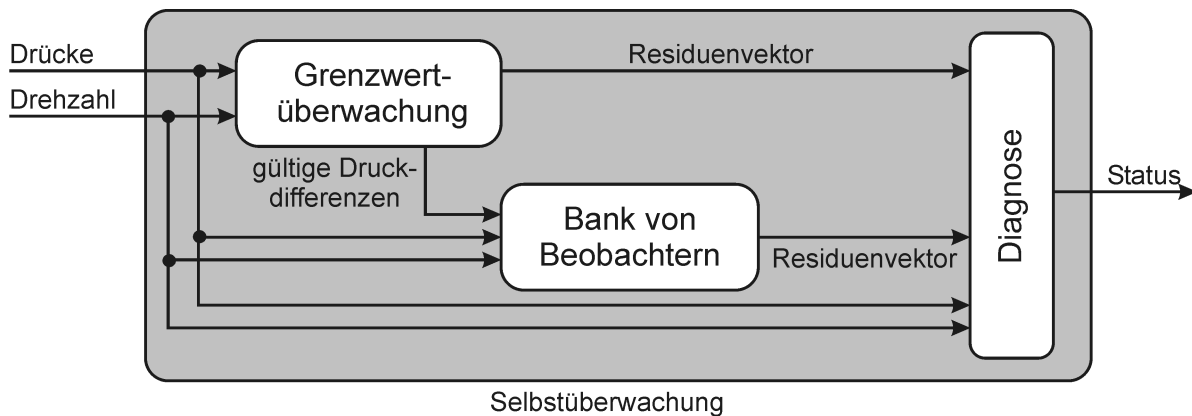


Abb. 6.17.: Konzept für die Selbstüberwachung der Drucksensoren

- **mehrere Überschreitungen**

Ein Messwert weicht stark vom „wahren Wert“ ab. Anhand des Residuenvektors der Grenzwertüberwachung kann der ursächliche Sensor identifiziert werden.

In den folgenden Abschnitten soll näher auf den Entwurf der Grenzwertüberwachung und die *Bank von Beobachtern* eingegangen werden.

Entwurf der Grenzwertüberwachung

Der prinzipielle Aufbau der Grenzwertüberwachung ist in Abbildung 6.18 dargestellt. Zunächst wird die Differenz aus zwei Drücken p_a und p_b gebildet. So wird die Unabhängigkeit vom statischen Druck p_{stat} erreicht. Anhand der für die Drehzahl gültigen Druckdifferenzgrenzen wird überprüft, ob die Differenz in einem gültigen Bereich liegt. Ist dies der Fall, so liegt eine 1 an, ansonsten eine 0.

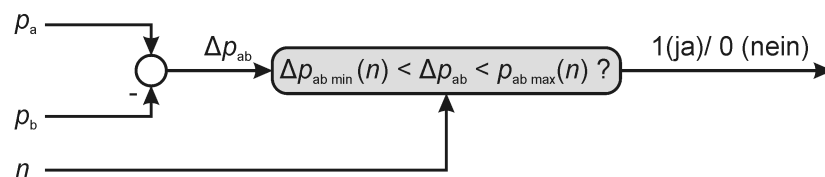


Abb. 6.18.: Prinzipieller Aufbau der Grenzwertüberwachung für eine Druckdifferenz

Das Vorgehen wird auf alle sechs Druckdifferenzkombinationen angewendet. Das Ergebnis wird durch einen Booleschen-Vektor repräsentiert, der an die Diagnose der Selbstüberwachung weitergeleitet wird.

Die Bestimmung der Grenzwerte wird im Folgenden am Beispiel der Druckdifferenz zwischen

den Messorten Aus- und Eintritt $\Delta p_{\text{aus ein}}$ beschrieben:

In Abbildung 6.19 sind die Differenzdruckwerte über der Drehzahl aufgetragen. In Abhängigkeit des geförderten Volumenstroms ändert sich bei konstanter Drehzahl die Druckdifferenz. Über die maximalen und minimalen Druckwerte kann jeweils eine Einhüllende gelegt werden. Diese werden in Form eines Polynoms zweiter Ordnung approximiert und im System hinterlegt.

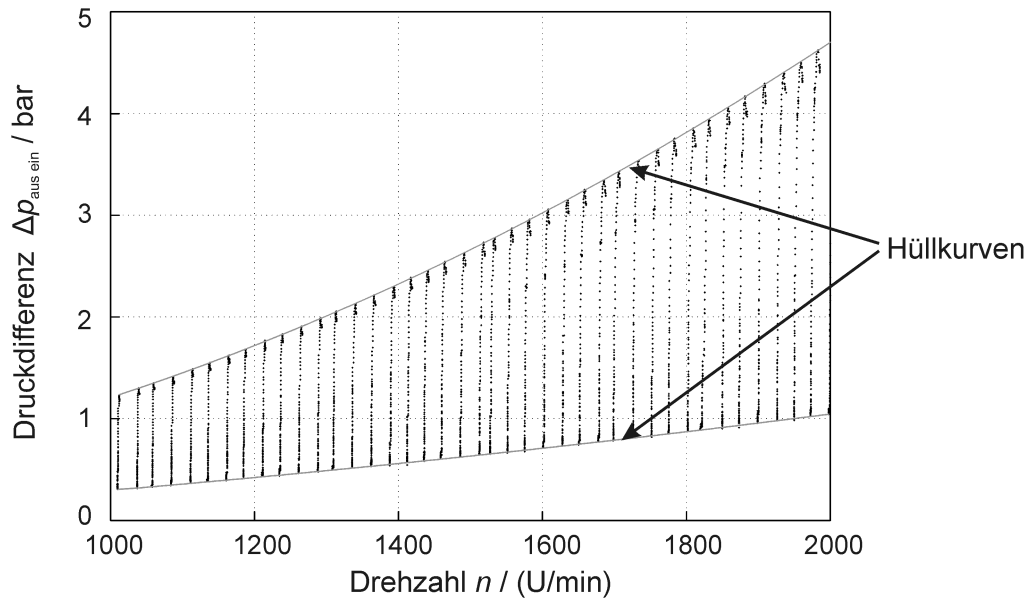


Abb. 6.19.: Hüllkurven beschreiben den Bereich von möglichen Druckdifferenzen über der Drehzahl

Das gleiche Vorgehen wird für die fünf verbleibenden Druckdifferenzen angewendet und die Funktionen für die Grenzwertüberwachung gebildet. Die Funktionen sind in Anhang C.1 aufgeführt. Neben der direkten Diagnose dient die Überwachung auch der Auswahl, welche Druckdifferenzen für die folgende, feinere Untersuchung in der *Bank von Beobachtern* verwendet werden können.

Entwurf einer Bank von Beobachtern

Werden für die Berechnung der Drücke Kennfelder der Form

$$\Delta p_{xy}^* = f(n, \Delta p_{ab}) \quad (6.4)$$

genutzt, sind alle vier gemessenen Drücke des Messsystems beteiligt. Weicht die errechnete von der gemessenen Druckdifferenz ab, so liegt eine Sensorstörung vor. Der betroffene Sen-

sor muss identifiziert und seine Abweichung vom Sollwert bestimmt werden. Dazu wird ein virtueller Sensor eingesetzt, dessen schematischer Aufbau in Abbildung 6.20 dargestellt ist. Er unterscheidet sich gegenüber dem Sensor in Abbildung 6.16 dahingehend, dass ein Druck (hier: p_y) in beiden Differenzen vorhanden ist. Aus den zwei Drücken p_a und p_y wird die Differenz gebildet und mittels des Kennfeldes

$$\Delta p_{xy}^* = f(n, \Delta p_{ay}) \quad (6.5)$$

die Druckdifferenz Δp_{xy}^* bestimmt. Durch Addieren von p_y ergibt sich der errechnete Wert für p_x^* . Die Parität wird den Vergleich mit dem gemessenen Druck p_x ermittelt.

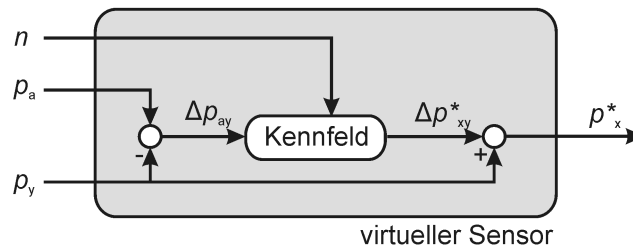


Abb. 6.20.: Aufbau eines virtuellen Sensors

Wenn

$$p_x^* - p_x \neq 0 \quad (6.6)$$

gilt, so weist dies auf eine Störung hin. Im Umkehrschluss bedeutet das, dass der nicht beteiligte Druckwert störungsfrei ist (Annahme: Nur ein Sensor ist gestört).

Für die Diagnose werden die Ausgangssignale mehrerer virtueller Sensoren benötigt. Die Anzahl an virtuellen Sensoren ist abhängig von den nutzbaren Kennfeldern. Auf deren Auswahl wird im nächsten Abschnitt eingegangen.

Auswahl der Kennfelder für virtuelle Sensoren

Aus den sechs möglichen Druckdifferenzen ergeben sich rechnerisch 36 mögliche Kennfeldkombinationen, die das Verhältnis der Druckdifferenzen zueinander beschreiben. Sechs Kombinationen projizieren die Druckwerte auf sich selbst ($\Delta p_{xy}^* = f(n, \Delta p_{xy})$) und werden daher nicht verwendet. So reduziert sich die Zahl der Kennfelder auf 30. Wie bereits die Kennfelder in Abbildung 6.15 vermuten lassen, sind sie nicht alle im gleichen Maße für den Einsatz in virtuellen Sensoren geeignet.

Für den Vergleich der Kennfelder untereinander, werden die folgenden Kriterien angewendet:

1. Ein Druckwert in beiden Druckdifferenzen

Die Auswahl an möglicherweise gestörten Sensoren reduziert sich um einen, wenn ein Druckwert in beiden Differenzen vorkommt.

2. Eindeutigkeit

Die aus dem Diagramm interpolierten Druckdifferenzen sollen eindeutig sein.

3. Empfindlichkeit auf Druckänderungen

Zwischen den Druckdifferenzen kann an einem Arbeitspunkt im Kennfeld folgender Zusammenhang hergestellt werden:

$$\Delta p_{xy} = k(n, \Delta p_{ay}) \cdot \Delta p_{ay} \quad (6.7)$$

Der „Faktor“ k beschreibt, wie stark sich die Änderung einer Druckdifferenz auf die andere auswirkt. Der Faktor variiert in Abhängigkeit vom Betriebspunkt der Kreiselpumpe. Für eine kleine Druckänderung δp im Bereich des Arbeitspunktes kann k als konstant angenommen werden. Im optimalen Falle gilt für das Kennfeld $k = 1$. Eine Änderung der Druckdifferenz Δp_{ay} bewirkt eine Veränderung der Druckdifferenz Δp_{xy} im gleichen Maße (Abb. 6.21 links). So ist gewährleistet, dass die Messunsicherheit der Eingangsgröße proportional in die Ausgangsgröße des Kennfeldes transformiert wird. Das Residuum verhält sich entsprechend. Bei $k = 2$ ergibt sich eine doppelt so hohe Änderung der Ausgangsgröße (Abb. 6.21 Mitte). Das Gleiche gilt auch umgekehrt, große Druckänderungen am Eingang haben nur geringe Änderungen am Ausgang zur Folge (Abb. 6.21 rechts, $k = 0,5$). Kleine Änderungen lassen sich nur schwer detektieren. Eine Änderung von einem der beiden Eingangsdrücke p_a und p_y wirkt sich unterschiedlich stark auf den Ausgangsdruck p_x aus:

$$\begin{aligned} \delta \Delta p_{xy} &= \delta \Delta p_{ay} \cdot k(n, \Delta p_{ay}) \\ \delta p_x - \delta p_y &= (\delta p_a - \delta p_y) \cdot k(n, \Delta p_{ay}) \\ \delta p_x &= \delta p_a \cdot k(n, \Delta p_{ay}) + \delta p_y \cdot (1 - k(n, \Delta p_{ay})) \end{aligned} \quad (6.8)$$

Weist der Faktor k einen als optimal angesehen Wert von eins aus, so hat das zur Folge, dass die Kennlinie nicht auf eine Änderung von p_y reagiert. Für die Diagnose bietet dies den Vorteil, dass nur zwei Sensoren für eine Störung in Frage kommen: p_x oder p_a . Bei der Auswahl der Kennlinien für die virtuellen Sensoren muss dabei beachtet werden, dass p_y bei einem anderen Kennfeld als Ein- oder Ausgangsdruck beteiligt ist. Da jedoch davon auszugehen ist, dass k nicht immer eins ist, muss die Überwachung so ausgelegt werden, dass k in einem Bereich zwischen 0,5 und 2 liegen kann.

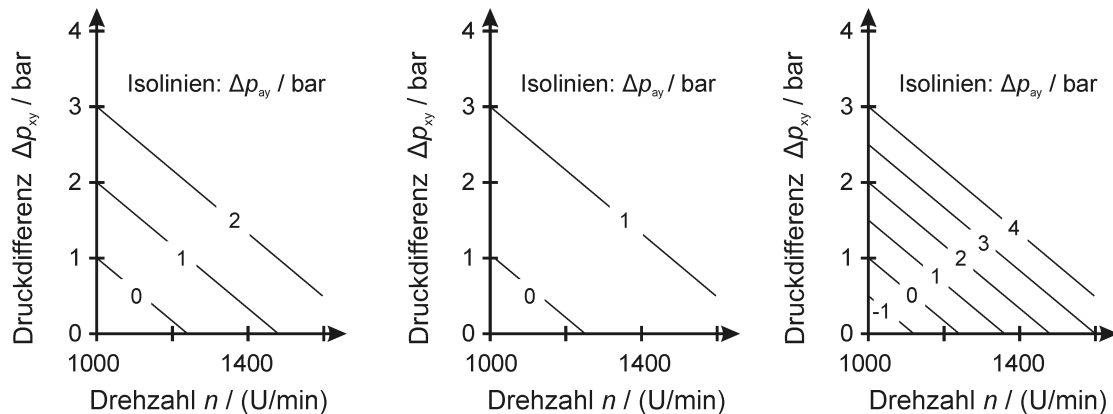


Abb. 6.21.: Kennfelder mit unterschiedlichen Faktoren k .

links: $k=1$, Druckänderung von Δp_{ay} führt zu einer gleichgroßen Veränderung von Δp_{xy} . Mitte: $k=2$, die Änderung von Δp_{xy} ist doppelt so groß wie von Δp_{ay} . rechts: $k=0,5$, die Änderungen werden reduziert übertragen.

4. Homogenität des k-Faktors

Der Faktor sollte im gesamten Kennfeld homogen sein, damit sich die Residuen an allen Betriebspunkten gleichmäßig verändern.

Das Kriterium 1 ist zwingend für ein zu nutzendes Kennfeld. Die Zahl der verwendbaren Kennfelder reduziert sich dadurch weiter von 30 auf 24. Muss ein Kennfeld verwendet werden, das Kriterium 2 nicht erfüllt, so ist eine Fallunterscheidung für den aktuellen Betriebspunkt durchzuführen. Dies erhöht den Aufwand beträchtlich und die Empfindlichkeit schwankt. Kriterium 3 zielt auf die Struktur der Überwachung ab. Um die Diagnose zu erleichtern, sollte der Faktor nach Möglichkeit im gesamten Kennfeld homogen sein.

Alle sechs bestimmbar Druckdifferenzen bestehen aus einer Kombination der drei Differenzen $\Delta p_{2 \text{ ein}}$, Δp_{42} und $\Delta p_{\text{aus } 4}$ (Abb. 6.22).

Werden die einzelnen Kennfelder (Anhang C.2) auf Basis der vier Kriterien auf ihre Eignung für einen Einsatz in einem virtuellen Sensor hin untersucht, so sind die Kennfelder immer dann gut geeignet, wenn Δp_{42} in beiden Druckdifferenzen enthalten ist. Die Begründung hierfür liefert folgende Betrachtung:

Die Druckdifferenz $\Delta p_{2 \text{ ein}}$ ist in erster Linie von der Drehzahl abhängig (Abb. 6.22 Mitte). Die Druckdifferenz Δp_{42} reagiert auf den geförderten Volumenstrom in Abhängigkeit von dessen Optimum $q_{v \text{ opt}}$. Es sind somit Informationen über den Betriebspunkt enthalten (Abb. 6.22 rechts). Die dritte Druckdifferenz $\Delta p_{\text{aus } 4}$ wird durch drei Einflussparameter bestimmt: Im Austrittsdiffusor vergrößert sich der Querschnitt, die Bewegungsenergie des Fluids wird in

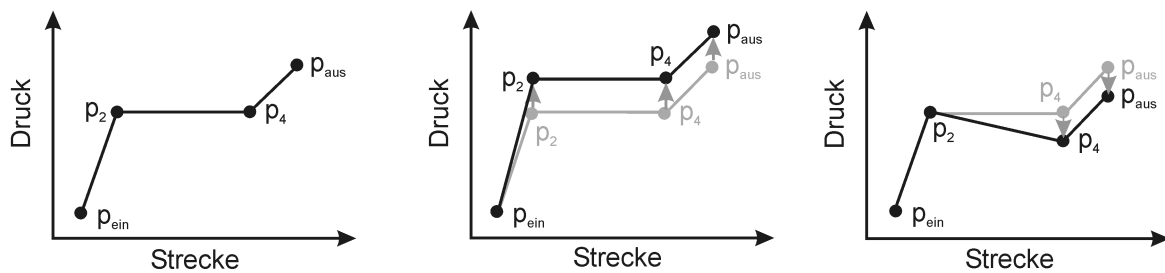


Abb. 6.22.: Qualitativer Verlauf des Druckes in der Kreiselpumpe über dem Weg eines Fluidteilchens

Links: Pumpe wird bei optimalen Volumenstrom betrieben. Mitte: Drehzahl ist höher als im linken Diagramm, p_2 , p_4 und p_{aus} erhöhen sich. Rechts: Überlastbetrieb, der Druck wird zwischen Messstelle 2 und 4 geringer.

Druckenergie umgewandelt. Da sich die Messstelle nicht ganz am Ende der Spirale befindet, addiert sich noch ein betriebspunktabhängiger Anteil hinzu. Die Rohrreibung äußert sich in einem Druckabfall bei hohen Volumenströmen.

Zu Beginn des Abschnitts 6.3.3 wurde die Aussage getroffen, dass jeder gemessene Druck p_x in der Pumpe eine Abhängigkeit vom statischen Druck p_{stat} , der Drehzahl n und dem Betriebspunkt aufweist. Die Abhängigkeit vom Systemdruck wird durch die Druckdifferenzbildung eliminiert. Die Drehzahl ist verlässlich bekannt und wird als Größe bei der Interpolation aus dem Kennfeld herangezogen. Als einziges bleibt die Abhängigkeit vom Betriebspunkt, der sich durch die Druckdifferenz Δp_{42} darstellen lässt. Daher müssen beide Druckdifferenzen die Differenz Δp_{42} beinhalten.

Alle Kennfelder, die der letzten Vorgabe entsprechen, erfüllen auch die anderen Kriterien. Die Kennfelder sind eindeutig, der Faktor k ist nahe dem Wert eins und der Gradient ist homogen. Insgesamt ergeben sich vier mögliche Kombinationen von Druckdifferenzen, aus denen die Kennfelder auszuwählen sind. Eine Übersicht, welcher gestörte Sensor sich mit welchen Drücken detektieren lässt, ist in Tabelle 6.1 dargestellt.

In der linken Spalte sind die im Kennfeld als Parameter auftretende Drücke aufgeführt. Der in beiden Druckdifferenzen vorkommende Druck ist unterstrichen. Die nach rechts folgenden Spalten kennzeichnen den gestörten Sensor. Eine „1“ bedeutet, dass das Kennfeld für den Druckwert sensitiv ist, eine „0“, dass das Kennfeld nicht reagiert. Eine „(1)“ deutet an, dass die Erkennung von dem Wert k am Arbeitspunkt abhängig ist. Gilt: $k = 1$, so besteht an dieser Stelle keine Sensitivität. In Abbildung 6.23 sind die dazugehörigen Kennfelder dargestellt.

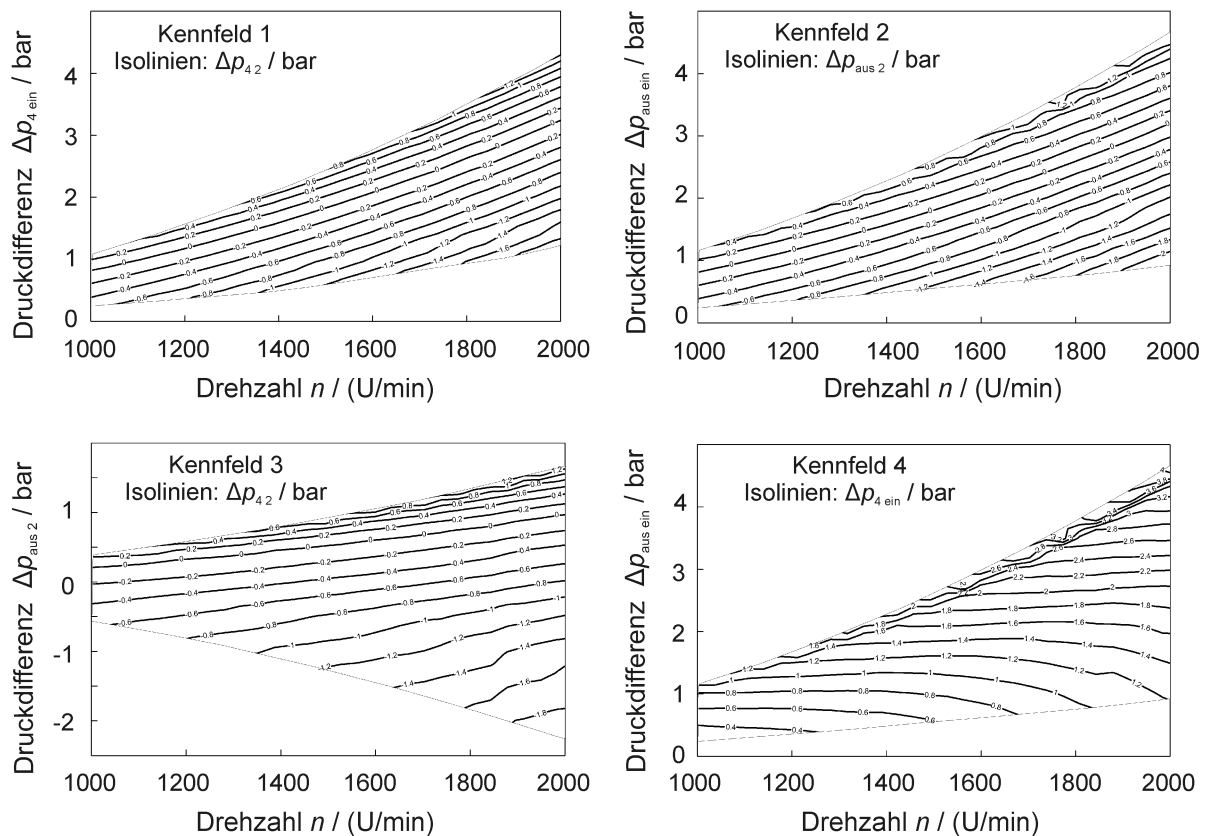
Die Residuen eins und zwei können jeweils eine Störung von p_2 und p_{ein} detektieren. Da die erste bessere Kennlinieneigenschaften aufweist, wird diese für den virtuellen Sensor ausge-

Tabelle 6.1.: Residuumsvektor bei Störung eines Druckwertes

0: nicht sensitiv, 1: sensitiv, (1) bereichsweise sensitiv

Residuums- nummer	Im Kennfeld genutzte Drücke	gestörter Sensor				
		p_{aus}	p_4	p_2	p_{ein}	keiner
r_1	p_4, p_2, p_{ein}	0	0	1	1	0
r_2	$p_{\text{aus}}, p_2, p_{\text{ein}}$	0	0	1	1	0
r_3	p_{aus}, p_4, p_2	1	1	(1)	0	0
r_4	$p_{\text{aus}}, p_4, p_{\text{ein}}$	1	1	0	(1)	0

wählt. Ferner werden für die anderen Drücke noch die Kombinationen drei und vier benötigt. So sind drei virtuelle Sensoren zu implementieren (Abb. 6.24). Durch den Vergleich des gemessenen mit dem errechneten Wert ergeben sich die Residuen. Mit deren Hilfe kann die Diagnose durchgeführt werden.


Abb. 6.23.: Kennfelder für die virtuellen Sensoren

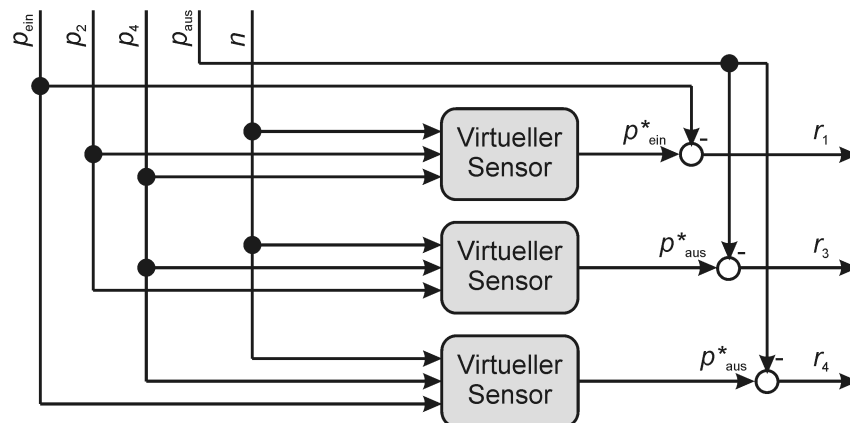


Abb. 6.24.: Die Bank der Beobachter auf der Basis von drei virtuellen Sensoren

Diagnose der vorliegenden Störung

In Abbildung 6.25 ist das Schema der Diagnose dargestellt. Als Eingangsinformation stehen die Residuenvektoren der Grenzwertüberwachung und der Beobachter zur Verfügung. Ferner sind die gemessenen Drücke und die Drehzahl bekannt.

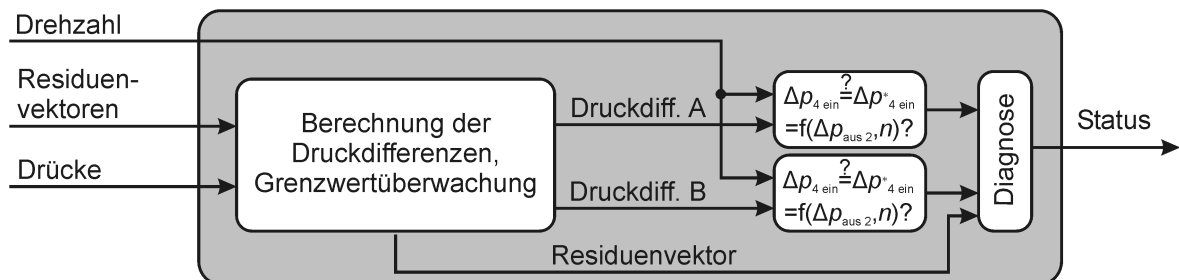


Abb. 6.25.: Schema der Diagnoseeinheit

Die Diagnose läuft in zwei Schritten ab (Abb. 6.26). Im ersten wird der Residuenvektor der Grenzwertüberwachung analysiert. Ist mehr als ein Grenzwert überschritten, so kann direkt zur Diagnose übergegangen werden (Abb. 6.26 links). Die im Vektor enthaltenen Informationen reichen aus, um den gestörten Sensor zu identifizieren. Überschreitet eine Druckdifferenz den Grenzwert, so handelt es sich um $\Delta p_{aus\ 4}$ oder $\Delta p_{2\ ein}$. Die Druckdifferenzen besitzen bei einer Drehzahl nur in einem kleinen Bereich Gültigkeit. Bereits bei einer kleinen Abweichung eines Drucksensors wird der Grenzwert überschritten. Es kann daher eine Aussage getroffen werden, dass einer der an den Druckdifferenzen beteiligten Drücke p_{aus} oder p_4 bzw. p_2 oder p_{ein} von einer Störung betroffen ist (Abb. 6.26 Mitte). Liegt keine Überschreitung vor (Abb. 6.26 links), so wird für die Diagnose der Residuenvektor der Beobachterbank genutzt.

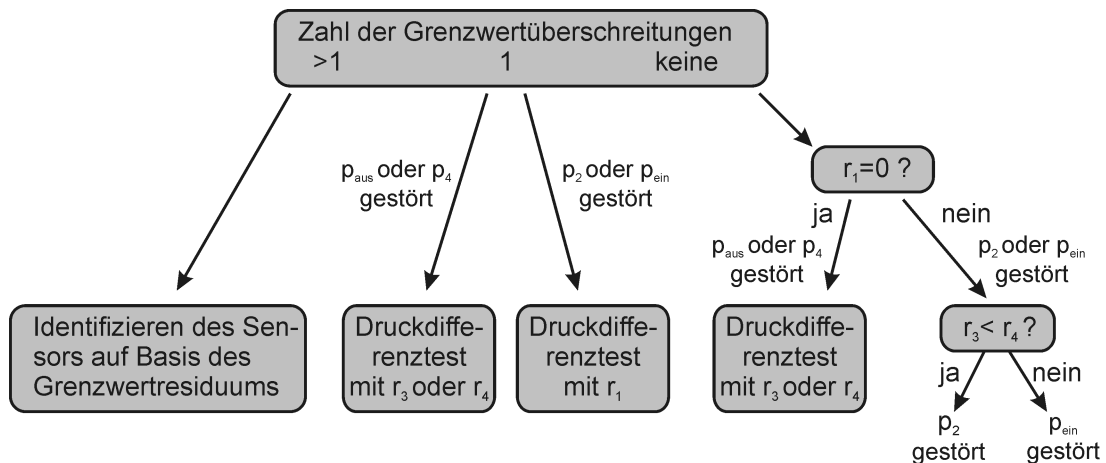


Abb. 6.26.: Ablaufdiagramm der Diagnose

Der zweite Schritt wertet die Residuen aus. Dabei sind zwei Fälle zu unterscheiden:

- $k \approx 1 \pm 0,1$
In diesem Fall kann mit Hilfe der Kennfelder detektiert werden, dass die Störung entweder in den unteren beiden Druckwerten p_{ein} , p_2 oder den beiden oberen p_4 , p_{aus} vorliegt. Für eine tiefere Diagnose sind weitere Schritte notwendig.
- $k \neq 1 \pm 0,1$
Weicht k deutlich von eins ab, haben die Residuen 3 und 4 unterschiedliche Werte. Es kann eine Aussage getroffen werden, ob der Druckwert p_2 oder p_{ein} von einer Störung betroffen ist. Sind beide Residuen gleich, so ist einer der Drücke p_4 oder p_{aus} betroffen. Es sind weitere Diagnoseschritte notwendig. Mit Hilfe von Gleichung (6.8) kann der Wert von k berechnet werden.

Nun zum Fall, dass sich anhand der Residuenwerten nicht klären lässt, welcher Sensor von der Störung betroffen ist:

Die Basis ist ein Test, bei dem untersucht wird, welche Druckdifferenz plausibel ist. Zu dem Zeitpunkt der Diagnose ist bekannt, dass für eine Störung nur zwei Sensoren in Frage kommen, und dass die Abweichung $p_{\text{stör}}$ vom wahren Druck dem Wert des Residuums entspricht. Für die Bestimmung des gestörten Sensors reicht eine Ja/Nein-Entscheidung aus.

Das konzipierte Verfahren wird zum besseren Verständnis anhand eines Beispiels erklärt:

Die Residuen r_3 und r_4 haben jeweils den Wert 0,7, $r_1 = 0$. Daraus lässt sich nach Abbildung 6.26 ableiten, dass p_{aus} oder p_4 gestört ist. Da das Kennfeld einen Wert $k=1$ hat, bedeutet dies

eine Druckabweichung $p_{\text{stör}}=0,7$ bar. Für die Drücke gilt: Entweder

$$p_{4 \text{ soll}} = p_4 + p_{\text{stör}} \quad \text{und} \quad p_{\text{aus soll}} = p_{\text{aus}} \quad (6.9)$$

oder

$$p_{4 \text{ soll}} = p_4 \quad \text{und} \quad p_{\text{aus soll}} = p_{\text{aus}} - p_{\text{stör}} \quad (6.10)$$

Ob $p_{\text{stör}}$ hinzugezählt oder abgezogen werden muss, lässt sich aus dem verwendeten Kennfeld und der Residuumsberechnung (Abb. 6.24) ableiten. Gleichung (6.10) liegt die Annahme zu Grunde, dass der Druck p_{aus} gestört ist und das Residuum einen dementsprechenden Wert annimmt. Ist p_4 betroffen, so verändert sich der Wert in die andere Richtung. Nach erfolgreicher Grenzwertüberprüfung der neuen Druckdifferenz kann an einem Kennfeld der Form

$$\Delta p_{xy}^* = f(n, \Delta p_{ab}) \quad (6.11)$$

überprüft werden, ob die Gleichung stimmt. Im Gegensatz zum virtuellen Sensor sind alle vier Drücke beteiligt. Dadurch kann eine Aussage getroffen werden, welche Korrektur die richtige ist. An das Kennfeld werden folgende Bedingungen gestellt: Die Druckdifferenzen $\Delta p_{\text{aus } 4}$ und $\Delta p_{2 \text{ ein}}$ dürfen nicht genutzt werden, da sich die Druckdifferenzen in beiden Störungsannahmefällen nicht unterscheiden. Des Weiteren gilt für die Auswahl des Kennfeldes, wie bei der Auswahl für die virtuellen Sensoren, dass es eindeutig sein soll. Die Wahl fiel auf das Kennfeld

$$\Delta p_{4 \text{ ein}}^* = f(n, \Delta p_{\text{aus } 2}) \quad (6.12)$$

in Abbildung 6.27. Nur eine Druckkombination führt zu einer Übereinstimmung auf beiden Seiten des Gleichheitszeichens. Die erste Variante geht davon aus, dass p_4 gestört ist. Die Druckdifferenzen können nicht in Einklang gebracht werden. Bei der zweiten Variante ist p_{aus} gestört. Die Druckdifferenzen stimmen überein. Damit ist erwiesen, dass an Sensor p_{aus} eine Störung vorliegt. Er gibt einen um 0,7 bar zu hohen Druck aus.

6.3.4. Umsetzung und Ergebnisse der Rekonfiguration

Mittels der beschriebenen Selbstüberwachung wurde der gestörte Drucksensor erkannt. Um die geforderten Prozessgrößen und damit den Zustand der Kreiselpumpe weiterhin bestimmen zu können, muss das Messsystem selbstständig auf die Störung reagieren. Dabei soll die Funktionsfähigkeit bis zu einer späteren Reparatur so weit wie möglich aufrecht erhalten werden. Dazu wird eine Rekonfiguration durchgeführt, d.h. die eingetretene Störung wird ausgeglichen. Dabei unterscheidet das Messsystem zwei Fälle:

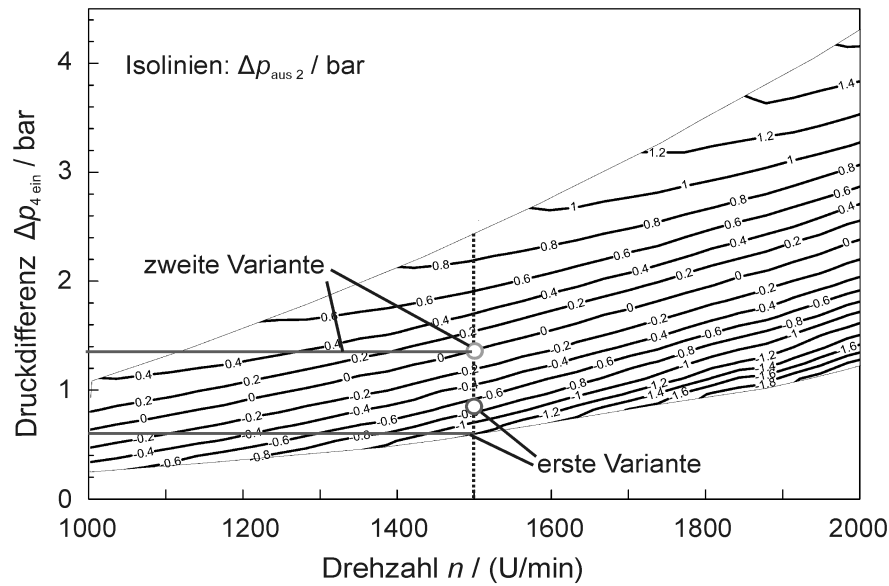


Abb. 6.27.: Kennfeld zur Bestimmung des gestörten Sensors

Erste Variante: p_4 ist gestört, es gibt keine Übereinstimmung. Zweite Variante: p_{aus} ist gestört, die Druckdifferenzen passen zusammen

- $u_{\text{sensor}} = \text{konstant}$

In diesem Fall ist der Sensor ausgefallen, sein Signal ist unabhängig vom Druck an der Messstelle.

Für die Berechnung von Prozessgrößen und zur Bestimmung des Systemzustands wird der Druck über einen virtuellen Sensor bestimmt. Das zu Grunde liegende Kennfeld wird so gewählt, dass es die höchste Genauigkeit bei der Bestimmung des Druckwertes ermöglicht.

Durch den Ausfall verfügt das System allerdings über keine Reserven mehr, um weiterhin eine Selbstüberwachung der Drucksensoren durchführen zu können. Eine Reparatur sollte kurzfristig erfolgen.

- $u_{\text{sensor}} \sim p$

Bei einer solchen Störung hat sich der Übertragungsfaktor B_0 und/oder der Offset u_0 des Sensors verändert. Zur Rekalibrierung muss das Sensorsignal bei unterschiedlichen Betriebspunkten mit den errechneten Werten aus dem virtuellen Sensor verglichen werden. Anhand der Geradengleichung

$$u_{\text{sensor}} = B_0 \cdot \mu + u_0 \quad (6.13)$$

können über mehrere Messpunkte die aktuellen Werte für B_0 und u_0 bestimmt werden.

Hier kann der Sensor weiterhin für die Erfassung des Drucks genutzt werden. Ebenso kann die Überwachung des Messsystems fortgesetzt werden.

Durch die Möglichkeit der Rekonfiguration erhöht sich die Verlässlichkeit des Messsystems. Ein Ausfall wird verhindert und die Zeit zwischen dem Auftreten einer Störung oder eines Sensorausfalls und der Reparatur kann überbrückt werden. Das Messsystem läuft in einem Notbetrieb weiter und kann eingeschränkt seine Aufgaben erfüllen. Die Einschränkungen betreffen zum einen die Reaktion auf eine weitere Sensorstörung: Sie kann nicht oder nur ungenügend kompensiert werden. Zum anderen steigt die Unsicherheit bei den zu bestimmenden Mess- und Kenngrößen an. In Tabelle 6.2 sind die betroffenen Kenngrößen und die neue Unsicherheit aufgeführt. Dabei wird nicht unterschieden, ob der Drucksensor ausgefallen ist oder mittels einer Rekalibration wieder genutzt werden kann. In beiden Fällen wird der Druckwert über einen virtuellen Sensor bestimmt, der auf einem Kennfeld basiert. Wie für die Volumenstrombestimmung in Abschnitt 5.2.3 gilt für den virtuellen Druckwert eine Unsicherheit von $F_{\text{red Kennfeld}} = \pm 0,7\%$.

In der Tabelle 6.2 wird vom ungünstigsten Fall, dass der zur Berechnung der jeweiligen Größe benötigte Druckwert über ein Kennfeld berechnet wird, ausgegangen. Die gravierendsten Auswirkungen hat der Ausfall eines Drucksensors, wenn dieser an der Volumenstrombestimmung beteiligt ist: q_v kann dann nur mit einer Unsicherheit von $F_{\text{red}} = \pm 5,1\%$ bestimmt werden. Die Unsicherheit wirkt sich entsprechend auf alle Kenngrößen aus, die auf q_v beruhen.

Tabelle 6.2.: Übersicht über die aus dem virtuellen Drucksensor abgeleiteten Kenngrößen mit ihren Unsicherheiten im Notbetrieb

abgeleitete Kenngrößen		
Kenngröße	Messbereich	Unsicherheit in %
Druck p	0 - 10 bar	$F_{\text{red}} = \pm 0,7$
Volumenstrom q_v	0 - 160 m ³ /h	$F_{\text{red}} = \pm 5,1$
NPSH-Wert	0 - 10 m	$F_{\text{red}} = \pm 0,7$
Förderhöhe H	0 - 60 m	$F_{\text{red}} = \pm 0,8$
hyd. Leistung P_{hyd}	0 - 27 kW	$F_{\text{red}} = \pm 5,2$
Gesamtwirkungsgrad η	0 - 1	$F_{\text{red}} = \pm 5,3$

6.3.5. Test der Störungstoleranz des Messsystems

Das Ziel des Tests ist es, die Leistungsfähigkeit der Störungstoleranz des Messsystems zu überprüfen. Dabei soll der Zustand des Systems Kreiselpumpe die Tests nicht beeinflussen. Für die Überprüfung wurden zwei Ansätze betrachtet:

- **Am Prüfstand**

Am Prüfstand können realitätsnahe Tests des Systems durchgeführt werden. Entweder muss für die Überprüfung in die Messsystemelektronik eingegriffen werden und die Signale werden manuell verändert, oder sie werden im Messsystem per Software verändert.

- **An einem Pumpensimulator am PC**

Die hydraulischen Eigenschaften der Kreiselpumpe sind in Form von Kennfeldern bekannt. Anhand der vorgegebenen Eingangsgrößen Drehzahl n , statischem Systemdruck p_{stat} und Volumenstrom q_v können die Drücke p_{ein} , p_2 , p_4 , p_{aus} berechnet werden. Störungen und Ausfälle werden durch Veränderung der Werte simuliert.

Der erste Ansatz besitzt den Vorteil der Realitätsnähe. Die Aufbereitung der Messdaten und die anschließende Analyse, ob das Messsystem seinen Zustand richtig diagnostiziert hat, ist jedoch recht aufwendig. Der Einfluss von hydraulischen Veränderungen der Pumpe und des Prüfkreislaufs auf die Pumpenkennfeldern sind von Störungen der Sensoren zu unterscheiden. So kann der Fall eintreten, dass, obwohl das Messsystem störungsfrei funktioniert, eine Störung diagnostiziert wird. Ferner kann ein Eingriff in die Elektronik zu nicht gewollten Störungen im Signalverlauf führen. Es werden Störungen gemeldet, die laut Prüfplan nicht generiert wurden. Alternativ kann die Aufschaltung von Störungen mittels Software erfolgen. Dazu werden die Sensorsignale gezielt verändert. Dies ist deutlich einfacher durchzuführen, und ungewollte Störungen treten nicht auf. Der Unterschied zu einem Test der Störungstoleranz mittels eines Pumpensimulators am Rechner ist nicht mehr groß, und ungewollte Störungen werden so vermieden.

Aus diesen Gründen wird eine virtuelle Kreiselpumpe in LabView erstellt. Aus den vorgegebenen Größen Drehzahl n , statischen Systemdruck p_{stat} und Volumenstrom q_v werden über Kennfelder die Drücke p_{ein} , p_2 , p_4 , p_{aus} bestimmt (Abb. 6.28). Die Drücke durchlaufen eine Störungsaufschaltung, in der jeder Druck separat verändert werden kann. Es folgt die Möglichkeit, einen Sensorausfall zu simulieren. Hierfür wird das Sensorsignal auf Null gesetzt. Die resultierenden Druckwerte werden an das Messsystem weitergeleitet.

Während der Simulation werden die Eingangsgrößen, die einzelnen Druckwerte, die simulierten Störungen und Ausfälle und das Ergebnis der Diagnose aufgezeichnet.

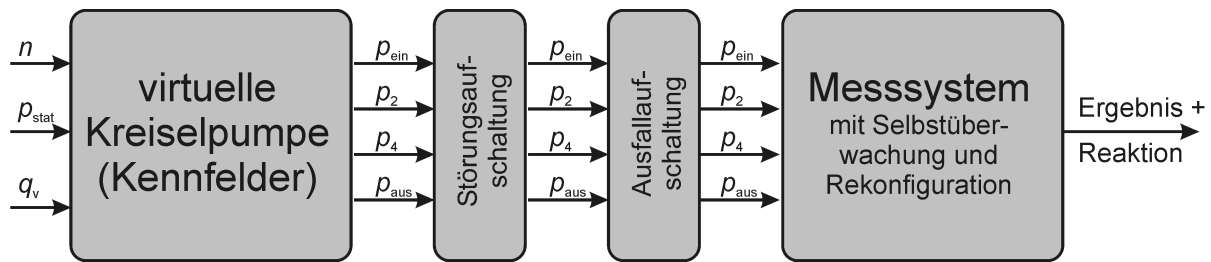


Abb. 6.28.: Ablauf des Überwachungstests

Ein Beispiel für ein Simulationsergebnis ist in Abbildung 6.29 dargestellt. In der ersten Zeile wird nacheinander auf jeden Druckwert ein Stördruck $p_{\text{stör}}$ aufgeschaltet. Die resultierenden Residuenwerte r_i ($i=1, 2, 3$) sind in der zweiten Zeile dargestellt. r_1 reagiert in erster Linie auf eine Störung von p_{ein} und p_2 . Wie in Tabelle 6.1 angegeben, reagieren die Residuen r_3 und r_4 neben Veränderungen von p_{aus} und p_4 auch auf p_2 bzw. p_{ein} (r_3 und r_4 verlaufen auf der rechten Seite deckungsgleich). Die letzte Zeile stellt das Ergebnis des Druckdifferenztests dar. Die Drücke p_4 und p_{aus} werden gemäß Gleichung (6.10) der Wert des Residuums r_3 aufaddiert bzw. abgezogen.

6.4. Zusammenfassung

Im Idealfall umfasst das Sensorsystem störungstolerante autarke Sensoren und ein störungstolerantes Messsystem, das auf Beobachtern beruht. Die Störungstoleranz läuft auf zwei Bearbeitungsebenen ab: Der Ebene der Drucksensoren und der des Messsystems. Durch diese Aufteilung besitzt das Sensorsystem eine hohe Verlässlichkeit. Erst wenn auf der Sensorebene die Störungen nicht mehr kompensiert werden können, muss das Messsystem reagieren.

Auf der Ebene der Drucksensoren kommt homogene Redundanz zum Einsatz. Die Ausgangssignale der drei Primärsensoren werden fortlaufend miteinander verglichen. Überschreitet die Differenz einen definierten Grenzwert, so wird von der Störung eines Primärsensors ausgegangen. Der betroffene Primärsensor wird mittels Mehrheitsentscheid identifiziert und das Resultat der Diagnose an das Messsystem gemeldet. Der Sensor rekonfiguriert sich, indem er das Ausgangssignal des gestörten Primärsensors zukünftig nicht mehr berücksichtigt. Die Signalverarbeitung beruht auf den Messsignalen der beiden verbleibenden Primärsensoren. Die Verlässlichkeit reduziert sich. Die Differenz der beiden Primärsensoren wird weiter überwacht. Kommt es zu einer Überschreitung des Grenzwertes, so kann das Ereignis an das Messsystem gemeldet werden, eine Rekonfiguration auf der Sensorebene ist nicht mehr möglich.

Auf der Ebene des Messsystems werden die Diagnoseergebnisse der einzelnen Sensoren ver-

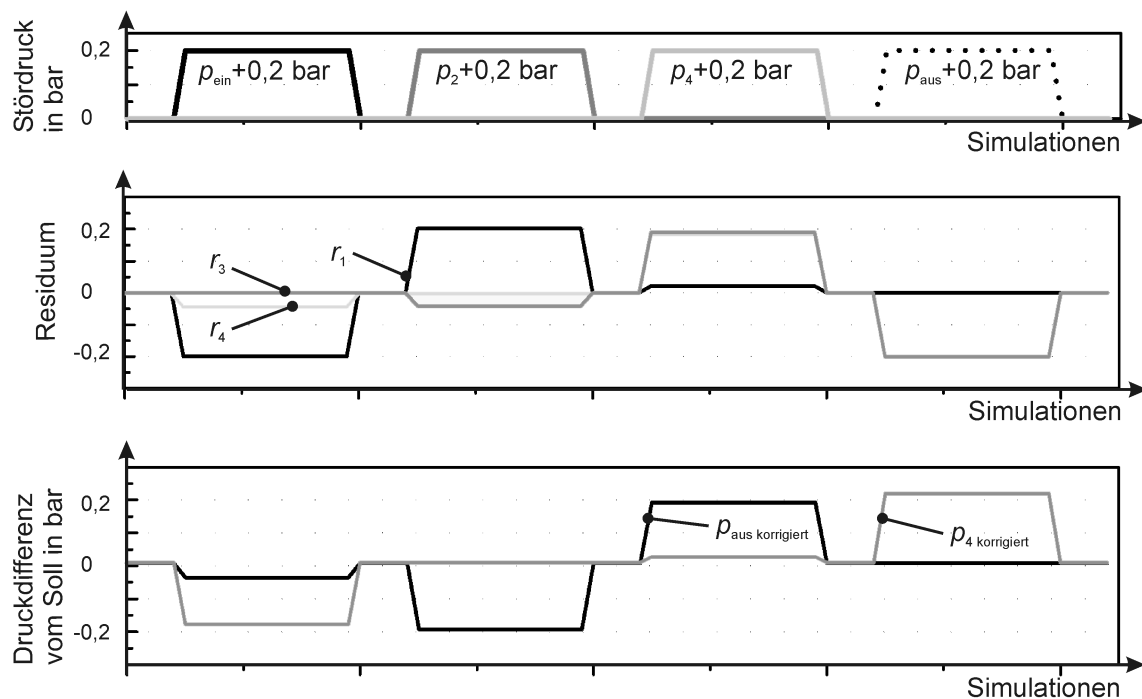


Abb. 6.29.: Beispiel für ein Simulationsergebnis

oberer Verlauf: Aufschaltung von 0,2 bar Stördruck, mittlerer Verlauf: Signale der Residuen, unterer Verlauf: Abweichung vom Solldruck nach der Korrektur

arbeitet. Anhand dieser kann das Sensorsystem eine Abschätzung treffen, wie „sicher“ die einzelnen Messwerte sind. Solange kein Sensor eine Störung meldet, reicht eine Überprüfung, ob die Werte im richtigen Verhältnis zueinander stehen, aus. Bei einer gemeldeten Störung (Abb. 6.30) ist das Messsystem vorgewarnt und durchläuft den kompletten Überwachungsprozess. Im ersten Schritt werden die sechs möglichen Druckdifferenzen berechnet und überprüft, ob sich diese zwischen den oberen und unteren Grenzwerten befinden. In einem Folgeschritt wird kreuzweise aus jeweils zwei Drücken ein dritter berechnet. Die Differenz zwischen dem errechneten und dem gemessenen Druck, Residuum genannt, gibt Aufschluss, ob eine Störung vorliegt und wenn ja, welcher Sensor betroffen ist. Das Residuum muss einen Wert von $\Delta p=50$ mbar überschreiten, damit das System von einer Störung ausgeht. Kann der gestörte Sensor nicht eindeutig identifiziert werden, so wird in den feineren Diagnoseschritt umgeschaltet. Durch wechselseitiges Hinzuzählen bzw. Abziehen von dem gestörten Sensorwert kann durch Vergleich die plausible Variante gefunden werden. Ferner lässt sich aus dem Residuum ablesen, wie groß die Abweichung ist.

Ist eine Störung/ ein Ausfall erkannt und diagnostiziert, so folgt die Rekonfiguration des Sen-

sorsystems. Liegt ein Ausfall vor, so muss dieser durch eine Berechnung des fehlenden Druckwertes über einen virtuellen Sensor kompensiert werden. Bei Änderung des Übertragungsfaktors B_0 und des Offsets u_0 wird mit Hilfe der anderen Sensorwerte eine Rekalibrierung durchgeführt.

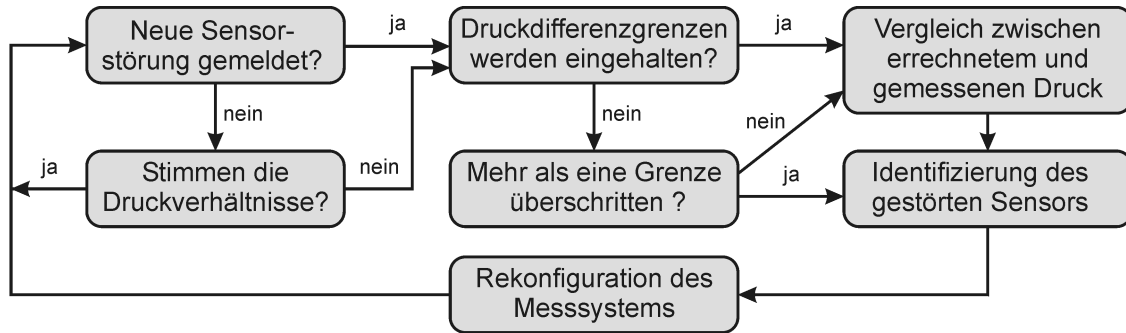


Abb. 6.30.: Ablaufdiagramm zur Sicherung von Störungstoleranz des Sensorsystems

7. Resümee und Ausblick

7.1. Resümee

Im Rahmen der Arbeit wurde ein störungstolerantes Sensorsystem zur Zustandsüberwachung einer Kreiselpumpe entworfen, umgesetzt und getestet. Als Ziele für das Sensorsystem wurden in Abschnitt 2.6 folgende Punkte definiert:

1. Sicherung der Betriebszustandserkennung durch Integration von miniaturisierten Sensoren in die Pumpe.
2. Sicherung der Speisung und Signalverarbeitung der Sensoren durch eine angepasste, unmittelbar an der Pumpe zugeordnete zentrale Auswerteeinheit.
3. Selbstüberwachung und Rekonfiguration des Sensorsystems durch eine in der Auswerteeinheit implementierte Software.
4. Sicherung eines kostengünstigen Systems mit minimaler Sensorenzahl.

Zur Umsetzung dieser Zielstellungen waren folgende fachliche Fragestellungen intensiv zu untersuchen:

- Welche Mess- und Kenngrößen beschreiben exakt den Pumpenzustand?
- Welche Messverfahren eignen sich zur Bestimmung der Messgrößen?
- Welche Sensorprinzipien sind zur Umsetzung der Messverfahren am geeignetsten?
- Wo liegen die Messstellen mit der höchsten Auflösung und der geringsten Messunsicherheit?
- Wie lässt sich die Zahl der Messstellen durch den Einsatz geeigneter Sensoren und Messstellenwahl reduzieren?
- Wie und in welcher Form ist die Signalverarbeitung aufzubauen?
- Welche Algorithmen sind zur Berechnung der Kenngrößen am geeignetsten?
- Wie lassen sich die Algorithmen in der Signalverarbeitung in Echtzeit umsetzen?
- Welche Verfahren und Methoden sind zur Sicherung von Störungstoleranz von Sensoren

für diese Aufgabenstellung besonders gut geeignet?

- Wie lassen sich Sensorstörungen und -ausfälle am besten simulieren?

Im Anschluss an die Klärung der Fragestellungen waren die Lösungsansätze am Pumpendemonstrator umzusetzen. In experimentellen Tests wurden die getroffenen Annahmen überprüft. So konnte der Nachweis erbracht werden, dass der jeweils gewählte Ansatz zweckmäßig ist.

Zur Umsetzung:

Für die Betriebszustandserkennung werden die Versorgungsspannung des Motors, der zugehörige Betriebsstrom, die Temperatur des Fluids und der Druck an vier Messstellen in der Pumpe gemessen. Die Temperaturmessung mittels PT100 Messelemente dient der Bestimmung der physikalischen Eigenschaften des Fluids und damit der hydraulischen Eigenschaften der Kreiselpumpe. Ferner kommt es bei Übertemperatur zu einer Zerstörung von Dichtungen. Zur Erfassung der Drücke wurden edelstahlgekapselte miniaturisierte Drucksensoren in das Gehäuse der Pumpe integriert. An je einer Messstelle werden die Drücke p_{ein} und p_{aus} am Zu- und Ablauf des Fluids bestimmt. Zusammen mit den inneren Drücken p_2 und p_4 im Pumpeninneren ergibt sich das aktuelle Druckprofil der Kreiselpumpe (optimale Messstellenanordnung: Abb. 7.1). Damit ist die Druckmessung die Basistechnologie des Sensorsystems.

Der Gesamtaufbau von Kreiselpumpe und Sensorsystem mit den einzelnen Komponenten ist in Abbildung 7.2 dargestellt.

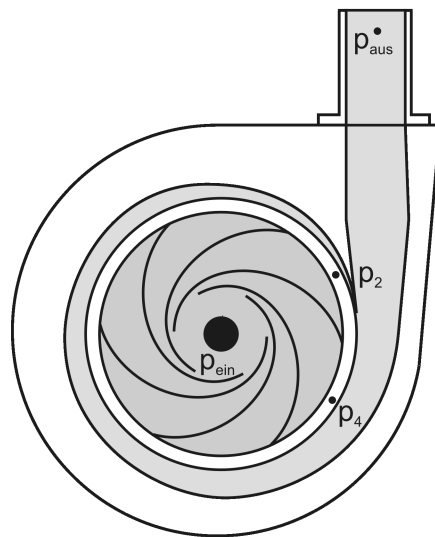


Abb. 7.1.: Lage der Druckmessstellen.

Die Messstellen p_2 und p_4 befinden sich in der Kreiselpumpe, p_{ein} wird am Eintrittspunkt und p_{aus} am Austrittspunkt des Fluids gemessen.

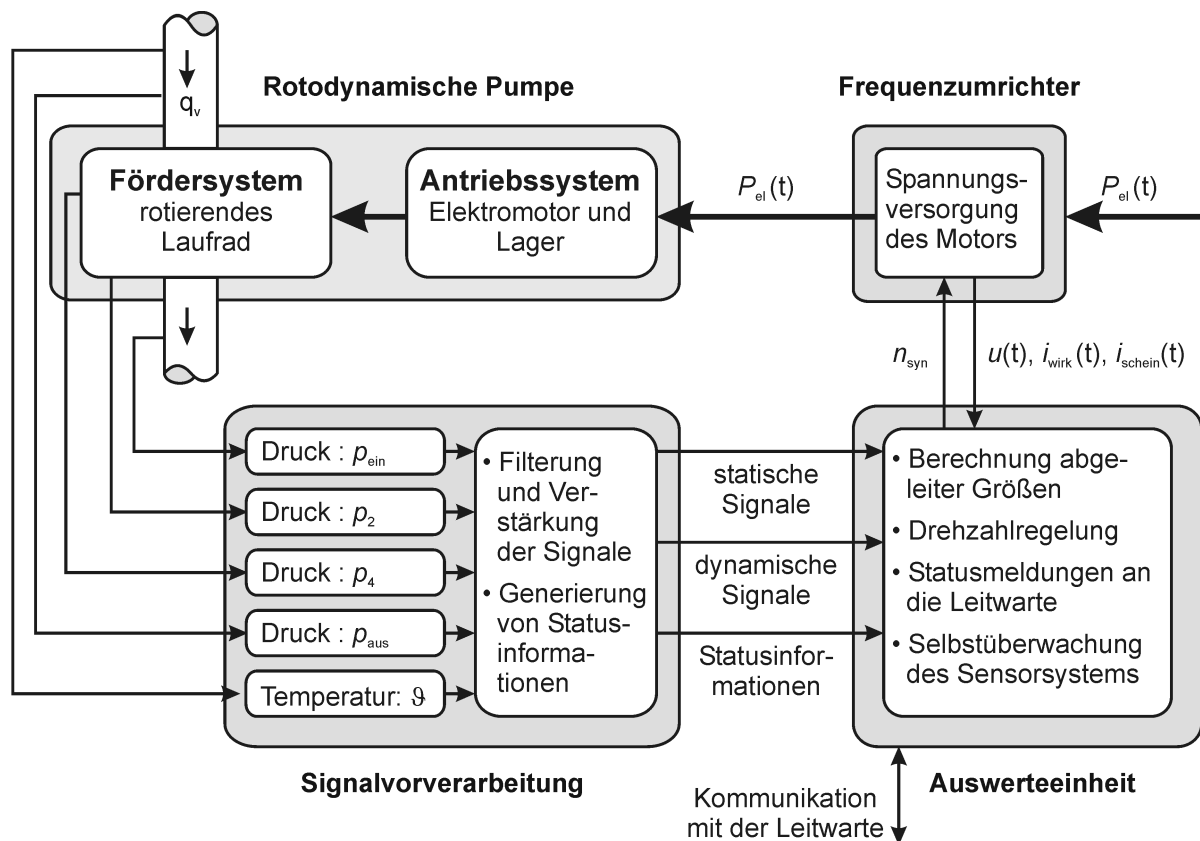


Abb. 7.2.: Übersichtsdarstellung der Kreiselpumpe mit Sensorsystem

Die grauen Kästchen repräsentieren die einzelnen physikalischen Komponenten des Sensorsystems

Zur Signalvorverarbeitung:

In ihr werden die Sensorsignale verstärkt und gefiltert. Es folgt jeweils eine Aufteilung in einen statischen und einen dynamischen Signalanteil. Diese werden an die Auswerteeinheit weitergeleitet. Des Weiteren werden in der Signalvorverarbeitung die Statusmeldungen von störungstoleranten Drucksensoren erfasst und an die Auswerteeinheit weitergeleitet.

Die Auswerteeinheit digitalisiert die Sensorsignale entsprechend den Anforderungen für die Zustandsüberwachung. Die statischen Signale werden kontinuierlich mit einer hohen Amplitudenauflösung (16-Bit) digitalisiert; die Abtastfrequenz ist mit 10 Hz gering. Im Gegensatz dazu wird für die Kavitationsdetektion eine Abtastfrequenz von 200 kHz benötigt. Die Amplitudenauflösung ist dabei auf 8-Bit reduziert. Der Umfang an benötigten Datenverarbeitungsressourcen der Auswerteeinheit kann so gegenüber einer Digitalisierung aller Kanäle mit gleicher Auflösung optimiert werden.

Aus den Messgrößen leitet die Auswerteeinheit die benötigten Kenngrößen für die Bestim-

mung des Pumpenzustands ab. Die Größen sind in Tabelle 7.1 aufgeführt. Zur Bestimmung der Kenngrößen Volumenstrom und Drehzahl wurden neuartige Verfahren umgesetzt. Der Volumenstrom q_v wird auf Basis der Messgrößen p_2 , p_4 , n und einem in der Auswerteeinheit hinterlegten Kennfeld ermittelt. Die Messunsicherheit F_{red} der Volumenstrommessung beträgt $\pm 0,7\%$. Die Drehzahl n wird bei einer Messunsicherheit von $F_{\text{red}} = \pm 4 \cdot 10^{-4}$ durch die Auswertung des dynamischen Signalanteils von p_2 erfasst. Auf Grund der Auswahl eines Drucksensortyps mit einem großen Arbeitsfrequenzbereich von DC bis 100 kHz kann die am häufigsten auftretende Störung im Betriebsablauf, die Kavitation, in ihrer Stärke quantifiziert werden. Das Sensorsystem reagiert mittels einer Drehzahlanpassung und einer Nachricht an die Leitwarte auf das Ereignis.

Tabelle 7.1.: Übersicht über die Messgrößen und abgeleiteten Kenngrößen mit ihren jeweiligen Unsicherheiten

Messgrößen		
Kenngröße	Messbereich	Messunsicherheit in %
Eingangsdruck p_{ein}	0 - 10 bar	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$
Ausgangsdruck p_{aus}	0 - 10 bar	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$
Temperatur ϑ	0 - 50°C	$F_{\text{red}} = \pm 0,1$
Wirkstrom i_{wirk}	0 - 100 A	$F_{\text{red}} = \pm 1$
Scheinstrom i_{schein}	0 - 100 A	$F_{\text{red}} = \pm 1$
Spannung u	0 - 400 V	$F_{\text{red}} = \pm 1$

abgeleitete Kenngrößen		
Kenngröße	Messbereich	Unsicherheit in %
NPSH-Wert	0 - 10 m	$F_{\text{red}} = \pm 0,2$
Drehzahl n	1000 - 2500 U/min	$F_{\text{red}} = \pm 4 \cdot 10^{-2}$
Volumenstrom q_v	0 - 160 m³/h	$F_{\text{red}} = \pm 0,7$
Förderhöhe H	0 - 60 m	$F_{\text{red}} = \pm 0,3$
el. Leistung P_{el}	0 - 60 kW	$F_{\text{red}} = \pm 1,4$
hyd. Leistung P_{hyd}	0 - 27 kW	$F_{\text{red}} = \pm 0,8$
Gesamtwirkungsgrad η	0 - 1	$F_{\text{red}} = \pm 1,6$

Zur Störungstoleranz des Sensorsystems:

Die Temperatur wird redundant über drei temperaturabhängige Widerstände PT100 bestimmt. Überschreitet die Differenz zwischen den einzelnen gemessenen Signalen einen Grenzwert, so ist von einer Störung eines Widerstands auszugehen. Der gestörte Widerstand wird bei zukünftigen Messungen nicht mehr berücksichtigt. Mittels der zwei verbleibenden Widerständen ist die Temperatur weiterhin ermittelbar.

Die Überwachung der vier Druckwerte ist in zwei Ebenen unterteilt: Die Sensor- und die Messsystemebene. Auf Sensorebene werden Mehrfachdrucksensoren eingesetzt. Sie messen mittels dreier Sensorelemente den Druck an der Messstelle und vergleichen die Werte miteinander. Wird eine Störung oder Ausfall eines Elementes erkannt, so wird dieses abgeschaltet und das Ereignis dem Messsystem mitgeteilt. Die Überwachung des Messsystems basiert auf analytischer Redundanz. Über Kennfelder wird analysiert, ob die Druckdifferenzen zwischen den einzelnen Messstellen im richtigen Verhältnis zueinander stehen. Die durchgeführten Simulationen ergaben eine Detektionsschwelle von 50 mbar. Ist die Schwelle überschritten, so wird der betroffene Sensor identifiziert. Bei einem Ausfall wird der fehlende Druckwert über einen „virtuellen“ Drucksensor aus den anderen gemessenen Drücken berechnet. Zeigt das Ausgangssignal des Sensors noch eine Abhängigkeit vom Druck, kann eine Rekalibrierung durchgeführt werden. Über einen „virtuellen“ Sensor wird der Druckwert an unterschiedlichen Betriebspunkten bestimmt und der neue Übertragungsfaktor B_0 und der Offset u_0 des gestörten Sensors ermittelt. In beiden Fällen rekonfiguriert sich das Messsystem und kann in einem Notbetrieb weiter operieren, bis der Sensor im Rahmen einer Wartung ausgetauscht wird.

Bei einer Integration der Kreiselpumpe mit ihrem Sensorsystem in eine Produktionsanlage kann die Bestimmung der notwendigen Prozessgrößen durch das Sensorsystem durchgeführt werden, so dass auf die Verwendung von externen Sensoren an den Zu- und Ableitungen verzichtet werden kann.

Allgemeingültig lässt sich festhalten: Für eine Zustandsüberwachung des hydraulischen Teils einer Kreiselpumpe eignet sich die Druckmesstechnik als Basistechnologie sehr gut. Neben aktuellen Drücken können mit den Drucksensoren auch der Volumenstrom und die Drehzahl bestimmt werden. Zusammen mit den elektrischen Größen u und i_{wirk} und der Temperatur ϑ lassen sich alle weiteren relevanten Kenngrößen der Kreiselpumpe ableiten. Die eingesetzten Drucksensoren müssen einen Druckfrequenzbereich von DC bis hin zu 100 Hz aufweisen, um die Signale auch zur Detektion von Störungen und Schäden nutzen zu können. Auf Grund des hohen Nutzungsgrades der Sensorsignale kann die Anzahl der notwendigen Sensoren an der Kreiselpumpe deutlich reduziert werden.

Der Aufbau des Sensorsystems in zwei Ebenen erhöht die Verlässlichkeit. Tritt auf Sensor-

ebene eine Störung oder ein Ausfall auf, so wird das Messsystem über die reduzierte Verlässlichkeit des Sensorsignals informiert und mit seiner Überwachungsroutine aktiviert.

Das Sensorsystem bildet mit der verlässlichen Messwerterfassung die Basis für die Implementierung einer Schadensfrüherkennung für eine Kreiselpumpe.

7.2. Ausblick

Das erstellte Sensorsystem kann als Basis für weitere Entwicklungsarbeiten dienen. Eine zentrale Zielstellung könnte die Integration einer Schadensfrüherkennung für die Kreiselpumpe sein. Erst mit dieser Funktionalität besteht die Möglichkeit, Informationen für eine vorausschauende Wartung zu generieren. Eine zentrale Zielstellung, die Verlässlichkeit der Kreiselpumpe zu erhöhen, wäre erreicht. Für die Schadensfrüherkennung werden detaillierte Informationen benötigt, wie sich Störungen und Schäden zweifelsfrei detektieren lassen. Insbesondere die zeitlichen Veränderungen der Signale im Vorfeld eines Schadens sind wichtig. Über dieses Wissen verfügen, wenn überhaupt, die Pumpenhersteller. Daher ist die Weiterführung der Arbeiten nur durch eine Kooperation mit einem oder mehreren Pumpenherstellern sinnvoll. Zur Detektion von Verschleiß und Schäden sind im Anschluss entsprechende Verfahren zu konzipieren und anhand von Simulationen ihre Funktionsfähigkeit zu überprüfen.

Am Sensorsystem selbst gibt es in folgenden Punkten weiteren Optimierungsbedarf:

- **Verbesserte Integration der Drucksensoren**

Die gegenwärtige Konstruktion des Kreiselpumpengehäuses gestattet nicht die Anordnung der Drucksensoren an den günstigsten Messpunkten. Daher sind Änderungsvorschläge für das Pumpengehäuse zu erarbeiten, die in einem neuen Gehäuse münden. Ferner soll die Koppelmembran der Drucksensoren mit der jeweiligen Gehäuseoberfläche der Pumpe bündig abschließen, um keine Rückwirkung auf die Strömung auszuüben und Ablagerungen zu verhindern. Die verbesserte Sensorintegration führt zu einem geringeren Störabstand bei der Erfassung der Drucksignale und zu einer erhöhten Zuverlässigkeit im Langzeiteinsatz der Drucksensoren.

- **Entwicklung angepasster Sensoren**

In das neue Gehäuse sind Drucksensoren zu integrieren, die rückwirkungsfrei den Druck erfassen und robust gegenüber den Umwelteinflüssen sind. Insbesondere die Volumenstrombestimmung fordert eine geringe Messunsicherheit. Soll der Volumenstrom mit einer Unsicherheit $F_{\text{red}} < 1\%$ erfasst werden, so sind Drucksensoren mit einer Messunsicherheit von $F_{\text{red}} = 0,2\%$ notwendig (Abschnitt 5.2.3).

- **Störungstolerante Signalvorverarbeitung und Auswerteeinheit**

Die Thematik „Störungstoleranz“ wurde nur für den Bereich Sensorik des Sensorsystems betrachtet und realisiert. Die Frage nach einem Schaden oder Ausfall in der Signalvorverarbeitung und Auswerteeinheit muss ebenfalls betrachtet werden. Insbesondere die AD-Wandler sind wegen ihrer galvanischen Verbindung mit dem Prozess gefährdet. Überspannungen können zu einer Schädigung führen.

- **Einbeziehen der Informationen des Magnetlagers**

Am Ende der Projektbearbeitung wurde das hydrostatische Lager der Kreiselpumpe durch ein Magnetlager ersetzt. Um die Welle in der Schwebe zu halten, sind entsprechende Sensoren und Regler notwendig. Die erfassten Signale und berechneten Parameter können dem Sensorsystem zusätzliche Informationen über den Zustand der Pumpe liefern.

- **Erkennen von Schäden am Motor und den Lagern**

Schäden am Motor und dem Lager werden derzeit nicht durch das Sensorsystem überwacht. Schäden am elektrischen Teil des Motors lassen sich anhand der Stromaufnahme des Motors identifizieren. Für die Detektion von Lagerschäden an Kreiselpumpen werden in der Literatur unterschiedliche Ansätze gewählt. So analysiert KENULL [Ken98] das Spektrum der Stromaufnahme des Asynchronmotors. Ein weiteres Verfahren basiert auf der Messung von Schwingungen mittels Körperschallsensoren [Kal95], [Huh03] oder Wegaufnehmern [Kaf99].

- **Verlässlichkeit der Volumenstrombestimmung**

Die Volumenstrombestimmung erfolgt durch Berechnung aus dem Druckprofil im Pumpeninneren und der Drehzahl. Durch Erosion, Abrasion und Ablagerungen verändern sich die Querschnitte in der Kreiselpumpe und somit auch das Druckprofil. Dabei ist es von Bedeutung, an welcher Stelle die Veränderung auftritt. Ein weiterer Einfluss stellt die Gestaltung des Anschlusses des Ansaugrohres dar: Im Prüfstand fließt das Wasser geradlinig und senkrecht zum Laufrad in die Kreiselpumpe hinein. Beim Anwender kann sich am Eintritt ein 90° Krümmer befinden. Das Wasser fließt nicht mehr gradlinig. Es bilden sich Wirbel aus, die möglicherweise das Druckprofil negativ beeinflussen. Kavitation setzt bereits bei höheren NPSH-Werten ein.

Für eine Überführung des Sensorsystems in die industrielle Nutzung stellt sich die Frage, wie sich das Sensorsystem auf andere Kreiselpumpen gleichen oder auch anderen Typs übertragen lässt und welchen Einfluss die Fertigungstoleranzen der Kreiselpumpe auf die Funktionsfähigkeit der Auswertelgorithmen und Kennfelder ausüben. Die Frage kann nur im Rahmen einer nachfolgenden Industrieentwicklung bearbeitet werden.

Inhaltsverzeichnis Anhang

A. Begriffsdefinitionen	167
B. Volumenstrombestimmung mittels Temperaturdifferenz	171
C. Kennlinien und -felder für die Störungstoleranz	173
D. Zusätzliche Herleitungen zur Drehzahlbestimmung	181
E. Auswerteeinheit	193
F. Aufbau der LabView Programme	197
Literaturverzeichnis	203
Lebenslauf	211

A. Begriffsdefinitionen

An dieser Stelle sind alle für diese Arbeit wichtigen Begriffe in alphabetischer Reihenfolge mit den dazu gehörigen Definitionen aufgeführt.

- **Ausfall** [DIN EN 61508] [DIN09]
„Beendigung der Fähigkeit einer Funktionseinheit, eine geforderte Funktion auszuführen.“
- **Instandhaltung** [DIN 31051] [DIN03]
„Kombination aller technischen und administrativen Maßnahmen sowie Maßnahmen des Managements während des Lebenszyklus einer Betrachtungseinheit zur Erhaltung des funktionsfähigen Zustandes oder der Rückführung in diesen, so dass sie die geforderte Funktion erfüllen kann.“

Nach der Norm kann die Instandhaltung vollständig in die Einzelmaßnahmen

- Wartung
- Inspektion
- Instandsetzung
- Verbesserung der Funktionssicherheit
- Schwachstellenanalyse

unterteilt werden.

- **Messunsicherheit** [DIN ENV 13005] [DIN99]
„Dem Messergebnis zugeordneter Parameter, der die Streuung der Werte kennzeichnet, die vernünftigerweise der Messgröße zugeordnet werden können“
- **Redundanz** [DIN 40041] [DIN90]
„Vorhandensein von mehr funktionsfähigen Mitteln in einer Einheit, als für die Erfüllung der geforderten Funktion notwendig sind.“
Anmerkung 2: Die Aufrechterhaltung der Redundanz erfordert Instandhaltung, d.h. die Überwachung, die Erhaltung und bei Versagen die Wiederherstellung der Funktionsfähigkeit aller Mittel.

Die Redundanz wird weiter unterteilt in:

- heiße Redundanz [DIN 40041] [DIN90]
„Redundanz, bei der alle Mittel gleichzeitig an der Erfüllung der geforderten Funktion beteiligt sind.“
Anmerkung: auch als „aktive Redundanz“ oder „funktionsbeteiligte Redundanz“ bezeichnet.
- kalte Redundanz [DIN 40041] [DIN90]
„Redundanz, bei der zusätzliche Mittel erst bei Versagen von bis dahin funktionsbeteiligten Mitteln an der Erfüllung der geforderten Funktion beteiligt werden.“
Anmerkung: auch als „Standby-Redundanz“ oder „passive Redundanz“ bezeichnet.
- homogene Redundanz [DIN 40041] [DIN90]
„Redundanz, bei der die Mittel gleichartig sind.“
- diversitäre Redundanz [DIN 40041] [DIN90]
„Redundanz, bei der die Mittel ungleichartig sind.“
Anmerkung 1: Die ungleichartigen Mittel können z.B. sein: Anwendungen anderer physikalischer Prinzipien, andere Lösungswege für die gleiche Funktion oder andere Auslegung.
- analytische Redundanz [Ise06]
Redundanz, bei der eine zu messende Größe auf unterschiedlichen Wegen berechnet werden kann.
- **Rekonfiguration** [Mül06]
„Fähigkeit eines Systems sich nach statt gefundener Störung/Schaden selbst in dem Maße zu konfigurieren, dass mindestens die kritische Funktion weiterhin, wenn auch mit Einschränkungen, erfüllt wird.“
- **Schaden** [Eigendefinition]
„Beeinträchtigung der Fähigkeit einer Funktionseinheit, eine geforderte Funktion auszuführen.“
- **Selbstüberwachung** [Mül06]
„Funktion, die den Ist-Zustand des Systems (Sensor oder Messsystem) und alle Fehlfunktionen, unter Ausschluss bestimmter Fehlfunktionen, erkennt und diesen Ist-Zustand bezüglich möglicher Zusammenhänge und Ursachen interpretiert und diagnostiziert.“
- **Störung** [Eigendefinition]

„Verlassen der zulässigen Abweichungen eines Systems bei grundsätzlichem Erfüllen der geforderten Funktion. Es besteht die Möglichkeit, die Störung ohne einen physischen Eingriff zu beseitigen.“

- **Störungstoleranz** [Mül06]

„Eigenschaft, die das Aufrechterhalten der Funktion eines Systems trotz stattgefundener Störung, Schaden oder Ausfalls gestattet.“

- **Verfügbarkeit** [DIN 40041] [DIN90]

Nach DIN 40041 ist die Verfügbarkeit folgendermaßen definiert:

„Wahrscheinlichkeit, ein System zu einem vorgegebenen Zeitpunkt in einem funktionsfähigen Zustand anzutreffen.“

Um die Verfügbarkeit zu bestimmen, sind zwei Größen zu bestimmen: Wie hoch ist die mittlere Lebensdauer eines Systems und wie hoch die mittlere Ausfallzeit, bis es nach einem Ausfall wieder in Betrieb geht?

Die mittlere Lebensdauer (Mean Time To Failure) eines Systems lässt sich wie folgt aus den einzelnen Lebensdauern $T_{L\ i}$ von N Systemen berechnen:

$$MTTF = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N T_{L\ i}$$

Die mittlere Ausfallzeit (Mean Time To Repair) lässt sich auf ähnliche Weise aus den einzelnen Ausfallzeiten $T_{A\ i}$ berechnen:

$$MTTR = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N T_{A\ i}$$

Die mittlere Verfügbarkeit V ist definiert als:

$$V = \frac{\text{mittlere Betriebszeit}}{\text{Gesamtzeit}} = \frac{MTTF}{MTTF + MTTR}$$

- **Verlässlichkeit** [DIN 61069] [DIN95]

„Verlässlichkeit ist das Ausmaß, in dem man sich darauf verlassen kann, dass das System seine vorgesehene Funktion unter gegebenen Betriebs- und Umgebungsbedingungen erfüllt.“

- **Zuverlässigkeit** [DIN 40041] [DIN90]

„Wahrscheinlichkeit, dass eine Betrachtungseinheit die geforderte Funktion unter vorgegebenen Arbeitsbedingungen während einer festgelegten Zeitdauer ausfallfrei ausführt.“

B. Volumenstrombestimmung mittels Temperaturdifferenz

Das Verfahren zur Bestimmung des Volumenstroms über eine Temperaturdifferenzmessung erschließt sich über die Betrachtung des Wirkungsgrads mittels des thermodynamischen Verfahrens [Mes04]. Bei der Wirkungsgradbestimmung von Kreislaspumpen mit dem thermodynamischen Verfahren wird die Energieerhaltung betrachtet, wie sie im ersten Hauptsatz der Thermodynamik beschrieben ist. Die Differenz zwischen der zugeführten und der in die Förderung des Fluids umgesetzten Energie wird in innere Energie des Mediums umgesetzt. Diese sorgt dort für eine Erhöhung der Temperatur. Dabei wird der Wärmetauscher mit der Umgebung vernachlässigt.

Bei dem Verfahren wird davon ausgegangen, dass die mechanischen Verluste der Lager und Dichtungen einen geringfügigen Einfluss auf den Wirkungsgrad haben und durch die Messung der Zustandsgrößen nicht ausreichend erfasst werden können. Der thermodynamisch gemessene Wirkungsgrad entspricht daher gemäß Gl. B.1 in guter Näherung dem hydraulischen Wirkungsgrad η_{hyd} der Kreislaspumpe:

$$\eta_{\text{hyd}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_{\text{mech}}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_{\text{hyd}} + P_{\text{Verlust}}} \quad (\text{B.1})$$

Die hydraulische Leistung P_{hyd} berechnet sich aus dem Volumenstrom q_v und der Förderhöhe H . Im ersten Schritt wird davon ausgegangen, dass sich die beiden Rohrquerschnitte A_{ein} und A_{aus} an der Ein- bzw. Austrittsstelle nicht unterscheiden und daher vernachlässigt werden können. Dies erleichtert eine erste Abschätzung, wie hoch die Temperaturänderung $\Delta\vartheta = \vartheta_{\text{aus}} - \vartheta_{\text{ein}}$ durch die Verlustleistung ausfällt.

$$H = \frac{p_{\text{aus}} - p_{\text{ein}}}{\rho g} + \frac{\left(\frac{q_v}{A_{\text{aus}}}\right)^2 - \left(\frac{q_v}{A_{\text{ein}}}\right)^2}{2g} \approx \frac{p_{\text{aus}} - p_{\text{ein}}}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (\text{B.2})$$

$$P_{\text{hyd}} = q_v H \rho g = q_v \frac{\Delta p}{\rho g} \rho g = q_v \Delta p \quad (\text{B.3})$$

B. Volumenstrombestimmung mittels Temperaturdifferenz

Die Verlustleistung P_{Verlust} wird als Erwärmung des durchfließenden Wassers ausgedrückt. $c_{\text{H}_2\text{O}}$ gibt die Wärmekapazität an.

$$P_{\text{Verlust}} = q_v \rho c_{\text{H}_2\text{O}} (\vartheta_{\text{aus}} - \vartheta_{\text{ein}}) \quad (\text{B.4})$$

Werden nun die beiden Gleichungen in die Gleichung (B.2) eingesetzt, so ergibt sich:

$$\eta_{\text{hyd}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_{\text{hyd}} + P_{\text{Verlust}}} = \frac{q_v \Delta p}{q_v \Delta p + q_v \rho c_{\text{H}_2\text{O}} (\vartheta_{\text{aus}} - \vartheta_{\text{ein}})} = \frac{\Delta p}{\Delta p + \rho c_{\text{H}_2\text{O}} (\vartheta_{\text{aus}} - \vartheta_{\text{ein}})} \quad (\text{B.5})$$

Diese Gleichung kann nun nach der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ umgestellt werden:

$$\frac{1}{\eta_{\text{hyd}}} = \frac{\Delta p + \rho c_{\text{H}_2\text{O}} \Delta\vartheta}{\Delta p} = 1 + \frac{\rho c_{\text{H}_2\text{O}} \Delta\vartheta}{\Delta p} \quad (\text{B.6})$$

$$\Rightarrow \frac{1}{\eta_{\text{hyd}}} - 1 = \frac{\rho c_{\text{H}_2\text{O}} \Delta\vartheta}{\Delta p} \Rightarrow \Delta\vartheta = \frac{\Delta p}{\rho c_{\text{H}_2\text{O}}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{hyd}}} - 1 \right) \quad (\text{B.7})$$

Die kompakte Form verdeutlicht, dass die Temperaturerhöhung $\Delta\vartheta$ nur vom Wirkungsgrad η_{hyd} , der Druckerhöhung Δp und den Eigenschaften des Fördermediums abhängt.

Zur Beurteilung, ob dieses Verfahren zur Wirkungsgradbestimmung geeignet ist, wird eine Abschätzung über die Temperaturerhöhung durchgeführt: Werden in die Gleichung die Werte von Wasser bei $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ eingesetzt ($\rho = 998 \text{ kg/m}^3$, $c_{\text{H}_2\text{O}} = 4,181 \text{ kJ/kgK}$), so ergibt sich im Bestpunkt ($\eta_{\text{hyd}} = 0,85 \%$) ein Wert von 21 mK. Sinkt der Wirkungsgrad auf 40 %, so ist das Wasser am Pumpenausgang um 140 mK wärmer als auf der Saugseite. Zur Erfassung solch geringer Temperaturdifferenzen müssten Thermoelemente eingesetzt werden.

Mit diesem Verfahren ist es möglich, den Wirkungsgrad zu bestimmen, wenn die Temperaturdifferenz hinreichend genau gemessen werden kann. Dies ist unter Laborbedingungen gewährleistet, im industriellen Einsatz ergeben sich jedoch Probleme. Zum einen muss das System langzeitstabil bleiben, zum anderen haben Störeinflüsse (Temperaturgradienten, Schwankungen in der Fluidtemperatur) einen großen Einfluss auf die Bestimmung des Wirkungsgrades. Die Unsicherheit steigt bei der Berechnung des Volumenstroms aus dieser Größe weiter an.

C. Für die Störungstoleranz nutzbare Kennlinien und -felder

Im Folgenden sind die Polynome für die Grenzwertüberwachung und die möglichen Kennfelder für virtuelle Sensoren aufgeführt

C.1. Polynome der Grenzwertüberwachung

Die Druckdiffrenzgrenzen sind als Polynom zweiter Ordnung hinterlegt:

Für die Grenzen von $\Delta p_{\text{aus } 4}(n)$ gilt:

$$\Delta p_{\text{aus } 4 \text{ max}}(n) = 0,105 + 1,84 \cdot 10^{-4}n + 3,33 \cdot 10^{-7}n^2$$

$$\Delta p_{\text{aus } 4 \text{ min}}(n) = -0,368 + 6,13 \cdot 10^{-4}n - 2,09 \cdot 10^{-7}n^2$$

Für die Grenzen von $\Delta p_{\text{aus } 2}(n)$ gilt:

$$\Delta p_{\text{aus } 2 \text{ max}}(n) = 0,499 + 7,44 \cdot 10^{-4}n + 7,58 \cdot 10^{-7}n^2$$

$$\Delta p_{\text{aus } 2 \text{ min}}(n) = 0,413 - 5,69 \cdot 10^{-4}n - 2,8 \cdot 10^{-7}n^2$$

Für die Grenzen von $\Delta p_{\text{aus ein}}(n)$ gilt:

$$\Delta p_{\text{aus ein max}}(n) = 4,82 \cdot 10^{-2} - 8,71 \cdot 10^{-6}n + 1,17 \cdot 10^{-6}n^2$$

$$\Delta p_{\text{aus ein min}}(n) = -0,146 + 2,88 \cdot 10^{-4}n + 1,54 \cdot 10^{-7}n^2$$

Für die Grenzen von $\Delta p_{4 \text{ } 2}(n)$ gilt:

$$\Delta p_{4 \text{ } 2 \text{ max}}(n) = -0,49 + 5,99 \cdot 10^{-4}n + 1,83 \cdot 10^{-7}n^2$$

$$\Delta p_{4 \text{ } 2 \text{ min}}(n) = 0,293 - 05 \cdot 10^{-4}n - 3,28 \cdot 10^{-7}n^2$$

Für die Grenzen von $\Delta p_{4 \text{ ein}}(n)$ gilt:

$$\Delta p_{4 \text{ ein max}}(n) = -3,75 \cdot 10^{-2} + 1,28 \cdot 10^{-4}n + 1,02 \cdot 10^{-6}n^2$$

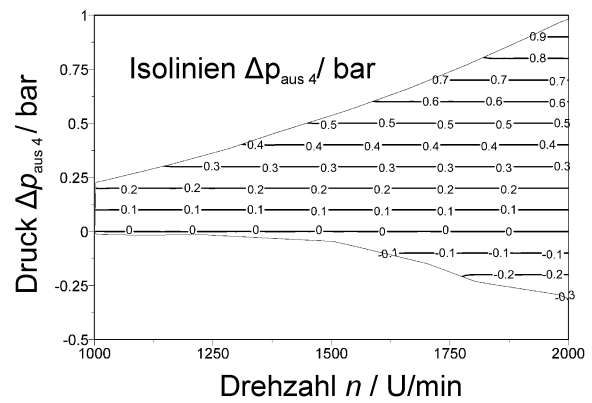
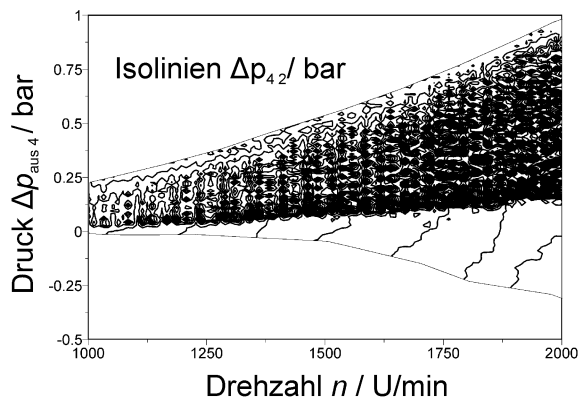
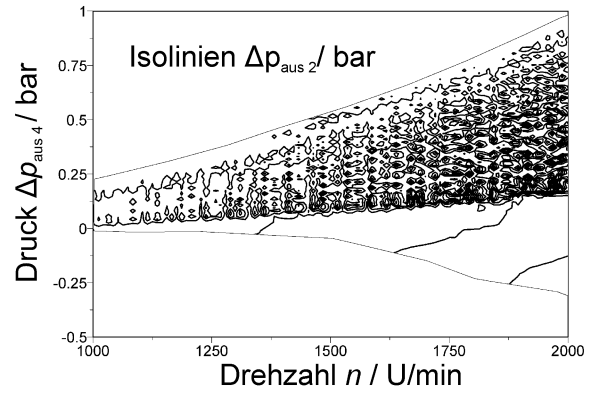
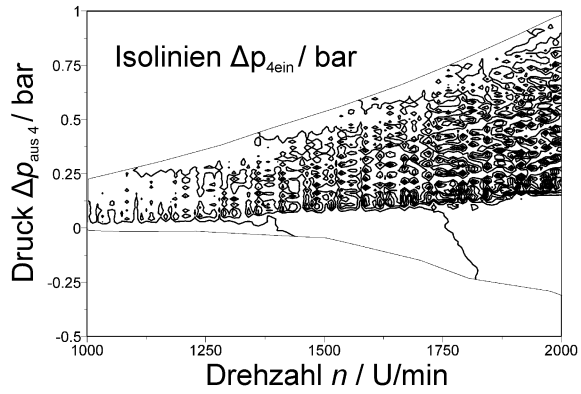
$$\Delta p_{4 \text{ ein min}}(n) = 0,528 \cdot 10^{-2} - 7,81 \cdot 10^{-4}n + 5,22 \cdot 10^{-7}n^2$$

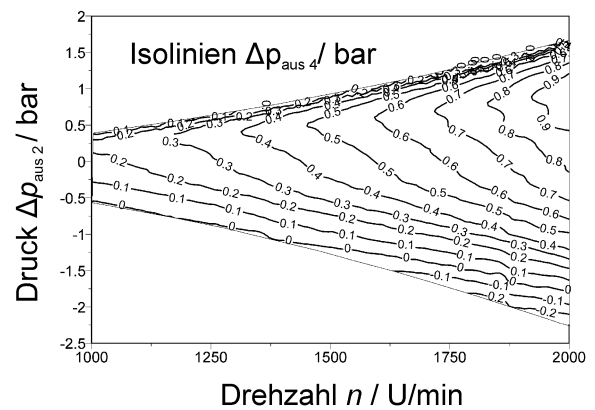
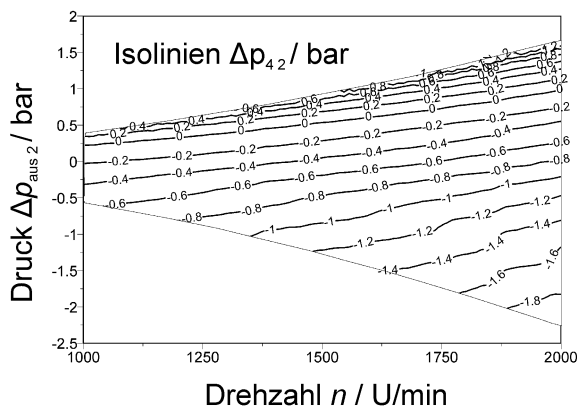
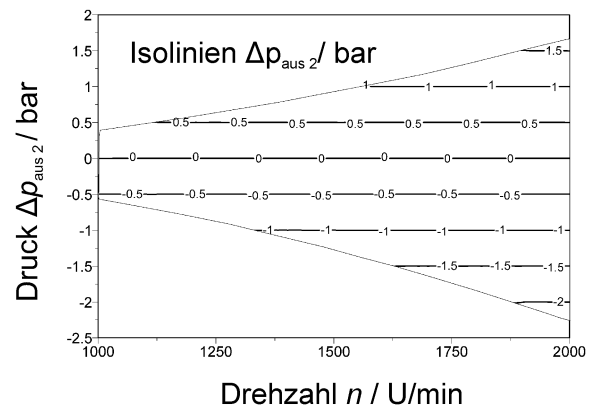
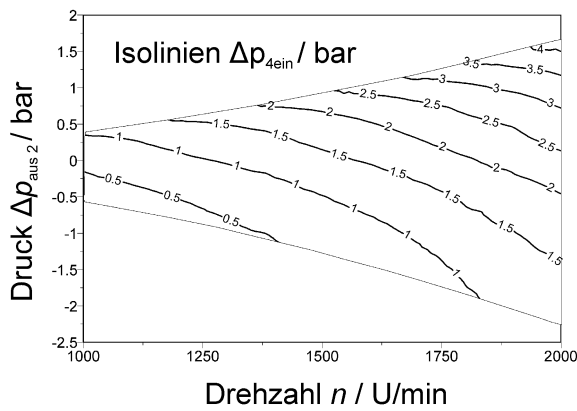
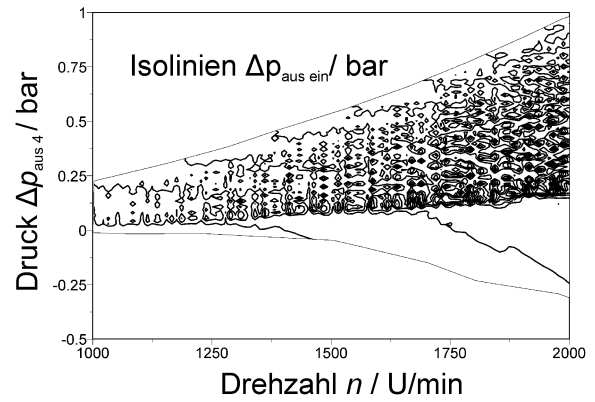
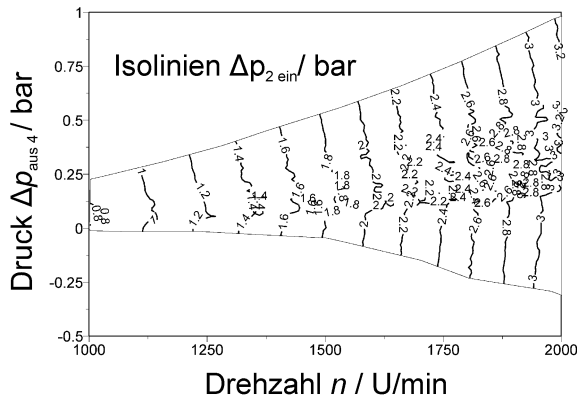
Für die Grenzen von $\Delta p_{2 \text{ ein}}(n)$ gilt:

$$\Delta p_{2 \text{ ein max}}(n) = 4,91 \cdot 10^{-2} - 3,6 \cdot 10^{-5}n + 7,93 \cdot 10^{-7}n^2$$

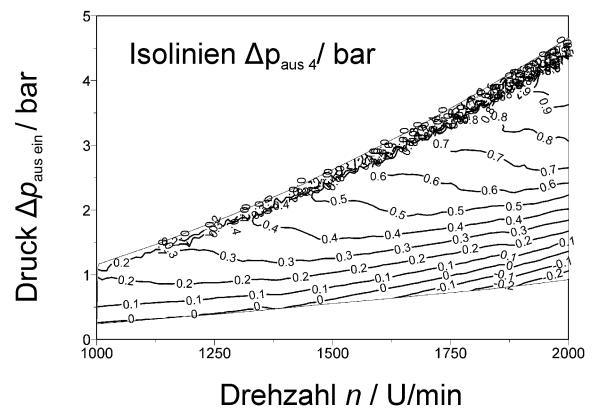
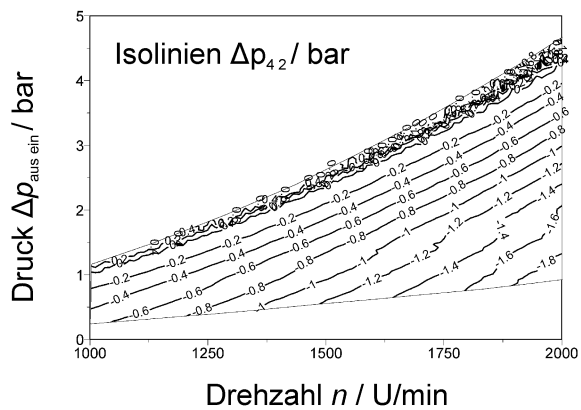
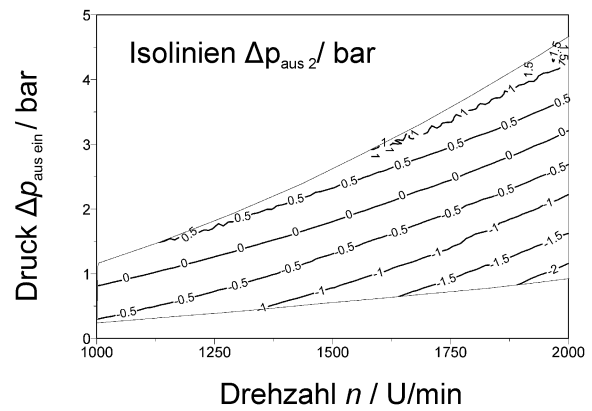
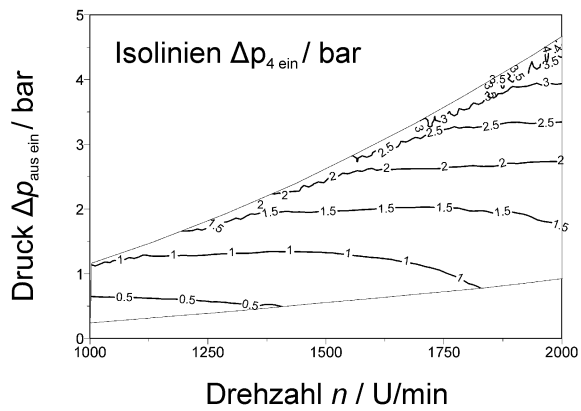
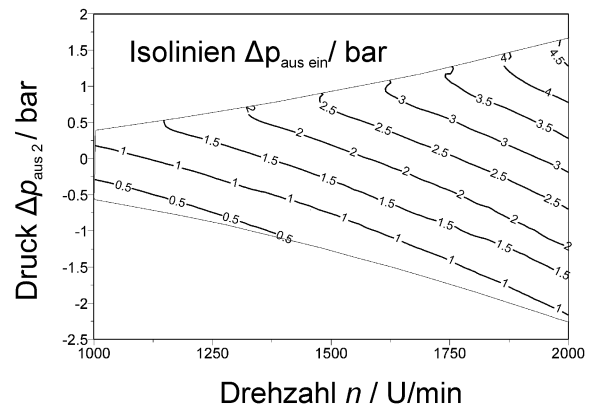
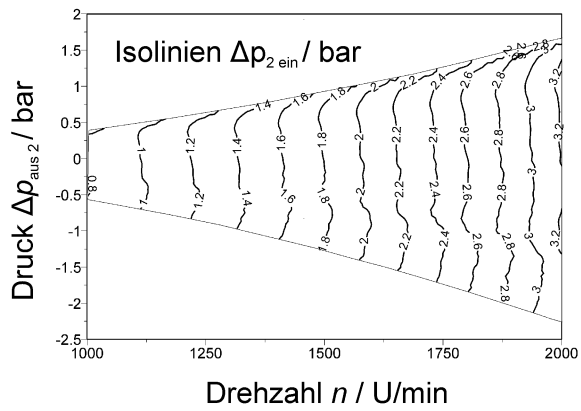
$$\Delta p_{2 \text{ ein min}}(n) = 0,34 - 4,02 \cdot 10^{-4}n + 8,05 \cdot 10^{-7}n^2$$

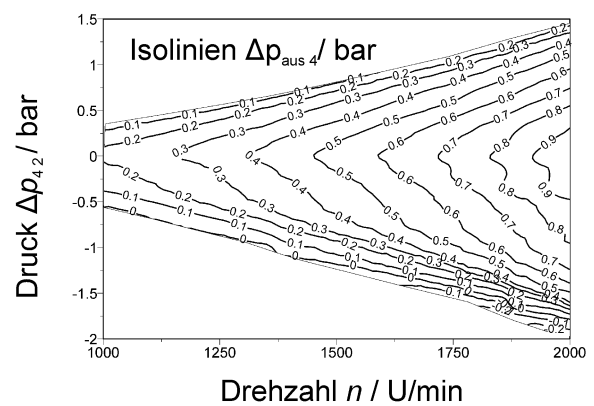
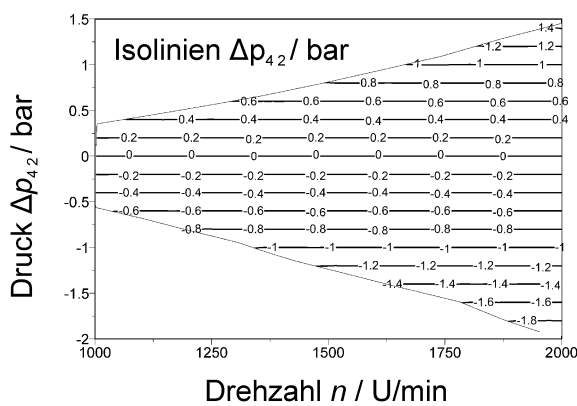
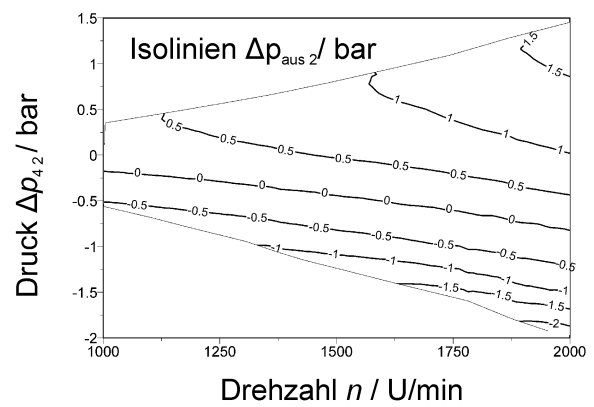
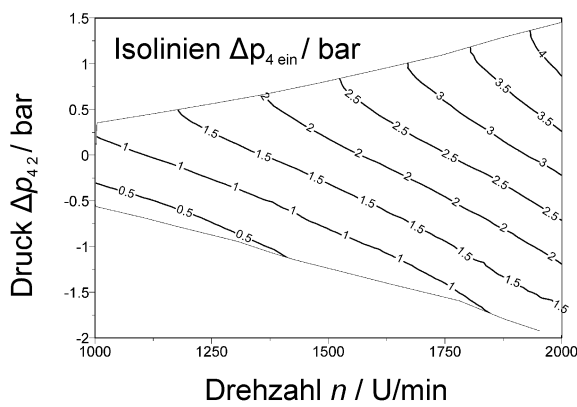
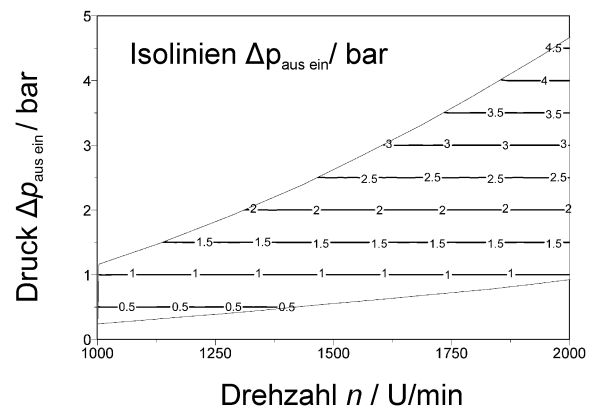
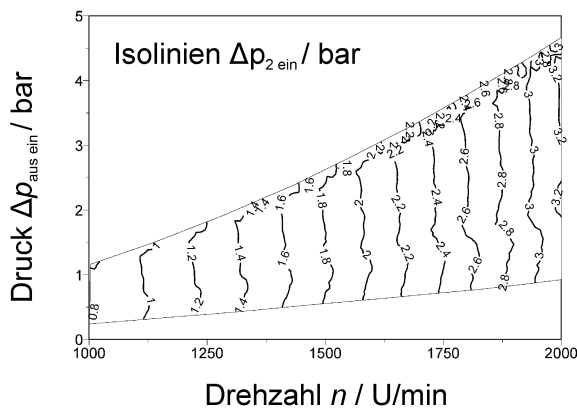
C.2. Druckdifferenzkennfelder



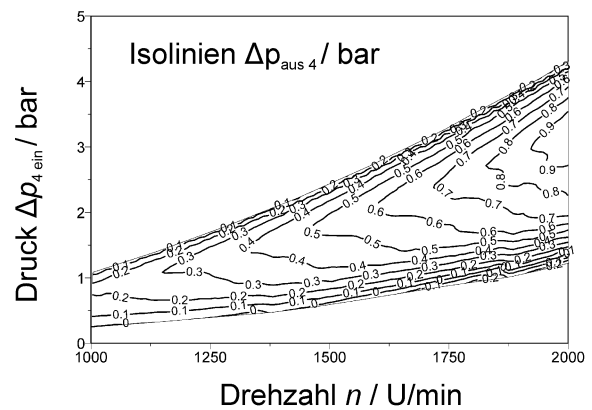
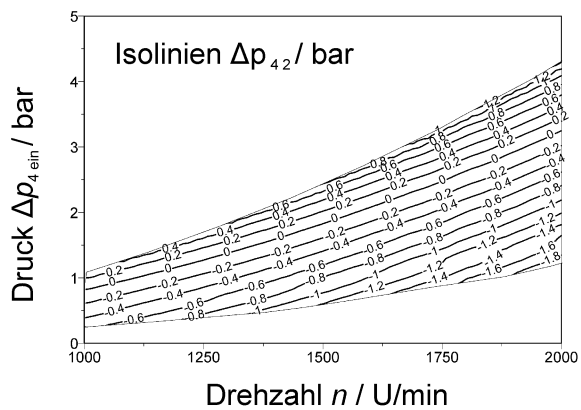
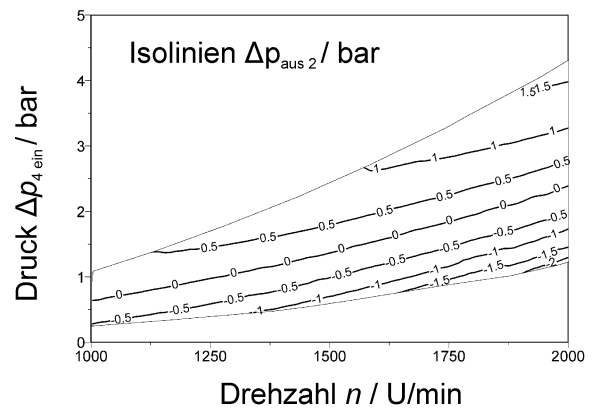
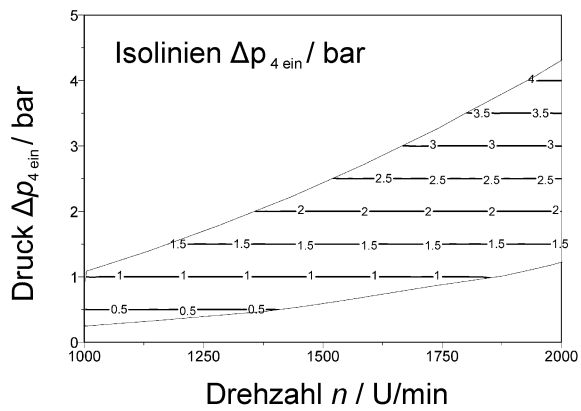
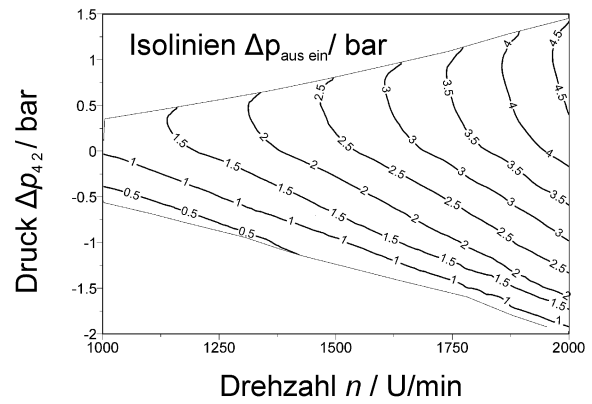
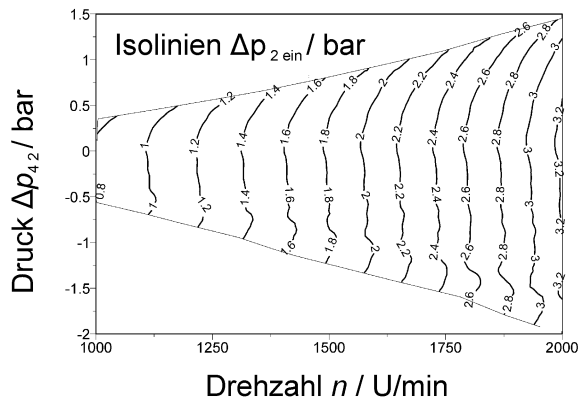


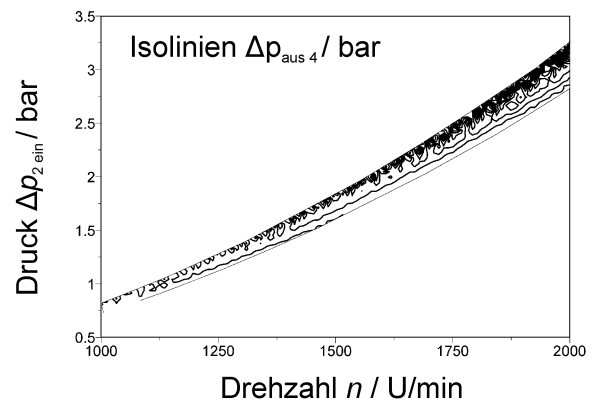
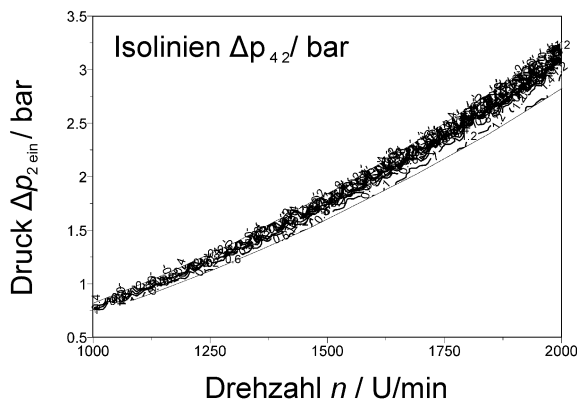
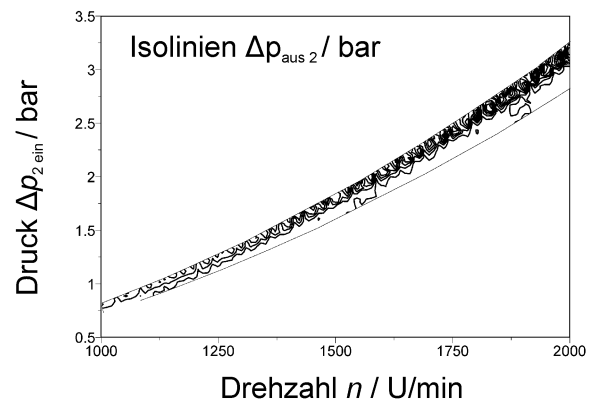
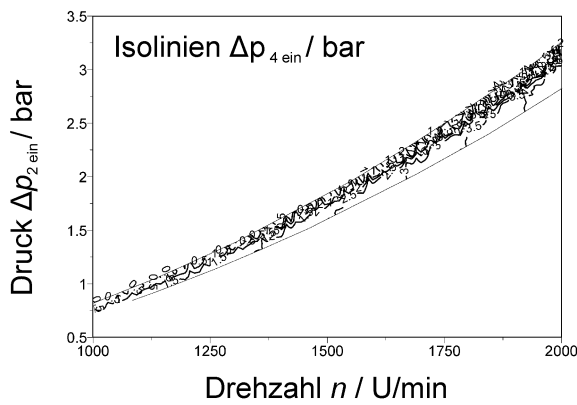
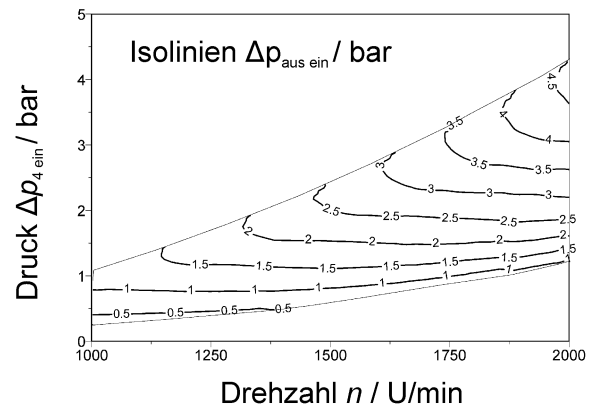
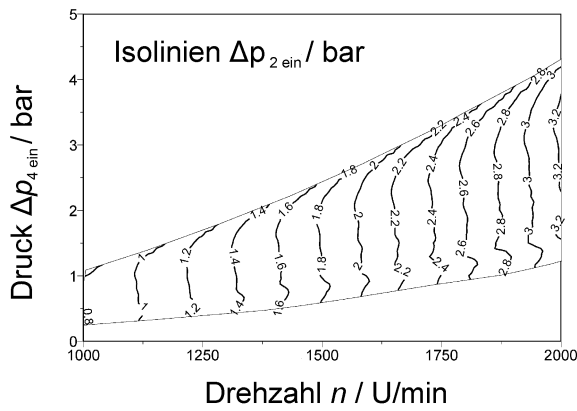
C. Kennlinien und -felder für die Störungstoleranz

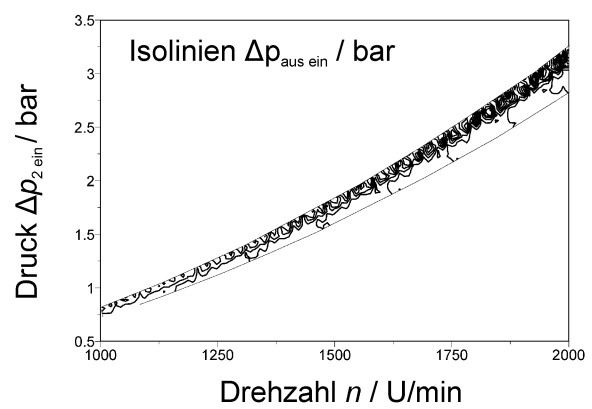
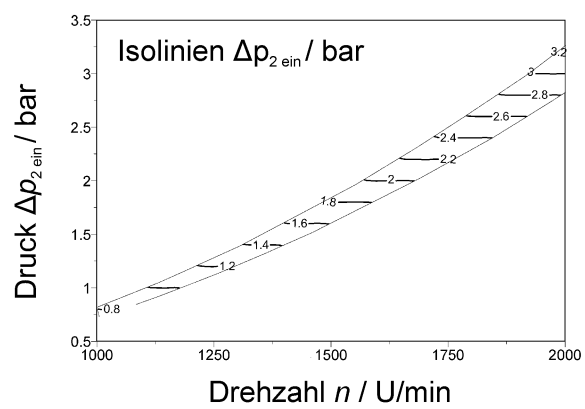




C. Kennlinien und -felder für die Störungstoleranz







D. Zusätzliche Herleitungen zur Drehzahlbestimmung

D.1. Entwurf des Bandpasses

Bei Bandpassfiltern sind zwei Klassen zu unterscheiden:

Die **Finite Impulse Respons-** und die **Infinite Impulse Respons-** Filter. Das Unterscheidungskriterium ist ihre Impulsantwort: Während das FIR-Filter eine endliche (finite) Antwort auf einen Impuls liefert, kann sich bei der zweiten Klasse das Ausgangssignal bis ins Unendliche (infinite) ausdehnen. Die Eigenschaft ist in der inneren Struktur begründet: Eine IIR-Filterstruktur besitzt einen oder mehrere Rückkoppelzweige. Beide Klassen besitzen ihre Vor- und Nachteile. Für die Auswahl des geeigneten Filters sind folgende Punkte von Bedeutung:

- **Rechenaufwand/ Speicherbedarf**

FIR-Filter benötigen im Allgemeinen mehr Rechnerkapazität als IIR-Filter, die schneller und effizienter arbeiten [OS10]. Die Effizienz von FIR-Filtern sinkt mit deren Ordnung. Je schmalbandiger das Filter ausgelegt werden muss, desto höher ist die benötigte Ordnung. Im vorliegenden Fall hat das Signal eine Bandbreite von 500 Hz und die Arbeitsbreite beträgt 150 Hz, d.h. 30% der Signalbandbreite. Daraus ergibt sich, dass der Einsatz eines breitbandigen Filters geringer Ordnung ausreicht, das FIR-Filters weist eine hohe Effizienz auf [JDSR99].

- **Implementierungsaufwand**

Der Implementierungsaufwand von FIR-Filtern ist geringer als bei IIR-Filtern. Des Weiteren lässt sich ein Filter mit linearer Phase leichter in Form eines FIR-Filters implementieren. Zwar verzögern solche Filter das Durchlaufen des Signals, jedoch wird die Form des Signals kaum beeinflusst.

- **Stabilität**

IIR-Filter sind auf Grund des Rückkoppelzweigs potentiell instabil. Daher muss beim Entwurf darauf geachtet werden, dass sich die Polstellen nicht außerhalb des Einheits-

kreises in der komplexen Ebene befinden.

Wegen der überwiegenden Vorteile von FIR-Filtern im Bereich der Implementierung und der Stabilität werden diese für die Filterung des Sensorsignals verwendet. Im Folgenden soll auf die Konzeption des Filters eingegangen werden.

Basis aller Entwurfsmethoden für FIR-Filter ist die direkte Approximation des gewünschten Filterfrequenzganges des zeitdiskreten Systems.

Unter den existierenden Entwurfstechniken ist die Fenstermethode die am einfachsten zu realisierende. Der Aufwand für die Berechnung der Filterkoeffizienten und deren Implementation ist gering [OS10]. Das Filter dient einer Vorverarbeitung des Sensorsignals, um es im Anschluss an den Algorithmus zur Drehzahlbestimmung weiterzuleiten. Aus diesem Grund wird kein Vergleich der unterschiedlichen Entwurfsmethoden durchgeführt. Das Optimierungspotential, welches in einem Filter mit besseren Eigenschaften steckt, führt nicht zwangsläufig zu einer höheren Zuverlässigkeit bei der Drehzahlbestimmung.

Der Entwurf des Filters beginnt mit dem gewünschten idealen Frequenzgang H_d , der als

$$H_d(e^{j\omega}) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} h_d(n)e^{-j\omega n} \quad (D.1)$$

dargestellt werden kann. $h_d(n)$ ist die korrespondierende Impulsantwort der Funktion $H_d(e^{j\omega})$. Viele idealisierte Filter sind durch bereichsweise konstante Werte oder Funktionen im Frequenzbereich definiert. Folglich ergeben sich Unstetigkeiten im Verlauf. Die resultierenden Filter erzeugen im Zeitbereich nicht-kausale Impulsantworten, die unendlich lang sind. Die einfachste Lösung, um trotzdem eine kausale FIR-Approximation zu erhalten, ist das Abschneiden der idealen Antwort nach einer definierten Länge. Dies wird mittels eines Fensters $w(n)$ im Zeitbereich realisiert. Die reale Übertragungsfunktion des Filters $h(n)$ ergibt sich aus der Multiplikation der idealen zeitdiskreten Übertragungsfunktion des Filters $h_d(n)$ mit der zeitdiskreten Fensterfunktion $w(n)$.

$$h(n) = h_d(n)w(n) \quad (D.2)$$

Die Multiplikation im Zeitbereich entspricht einer Faltung im Frequenzbereich:

$$H(j\omega) = H_d(j\omega) * W(j\omega) \quad (D.3)$$

$H(j\omega)$, $H_d(j\omega)$ und $W(j\omega)$ sind jeweils die Fouriertransformierten der Zeitfunktionen.

Im Folgenden werden die Betrachtungen zeitdiskret durchgeführt. Aus der Verwendung einer Fensterung resultiert eine Welligkeit der Filterfunktion im Frequenzbereich. Die Welligkeit ist umso ausgeprägter, je stärker die Unstetigkeit der Fensterfunktion ist. Durch eine geschickte

Wahl des Fensters kann die Welligkeit minimiert werden.

Bevor genauer auf das geeignete Fenster eingegangen wird, soll die Filterfunktion $h_d(n)$ bestimmt werden.

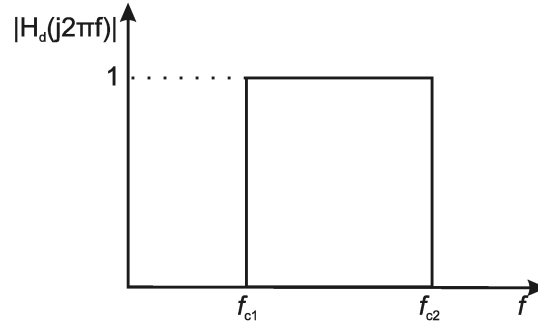


Abb. D.1.: Frequenzgang eines idealen Bandpasses

Abbildung D.1 zeigt einen idealen Bandpass, dessen Bandbreite durch die Eckfrequenzen ω_{c1} und ω_{c2} gegeben ist. Der durchzulassende Frequenzbereich (100 - 250 Hz) an der unteren und oberen Grenzfrequenz ist um jeweils 20 Hz erweitert. Die Vergrößerung des Passbands an beiden Eckfrequenzen wird vorgenommen, um das Signal in diesen Bereich nicht zu sehr zu beeinflussen. Die Messungen haben gezeigt, dass das Signal des Schaufeldrehklangs bei 1000 U/min (100 Hz) besonders schwach ist und daher möglichst nicht gedämpft werden sollte. Die Frequenzwerte lassen sich wie folgt berechnen (f_s : Abtastfrequenz):

$$\begin{aligned}\omega_{c1} &= 2\pi \frac{f_{c1}}{f_s} = 2\pi \frac{80 \text{ Hz}}{1000 \text{ Hz}} = \frac{2\pi}{25} \\ \omega_{c2} &= 2\pi \frac{f_{c2}}{f_s} = 2\pi \frac{270 \text{ Hz}}{1000 \text{ Hz}} = \frac{27\pi}{100}\end{aligned}\quad (\text{D.4})$$

Die ideale Übertragungsfunktion des Filters ist:

$$H(e^{j\omega}) = \text{rect}\left(\frac{\omega}{\omega_{c2}}\right) - \text{rect}\left(\frac{\omega}{\omega_{c1}}\right) = \text{rect}\left(\frac{100\omega}{27\pi}\right) - \text{rect}\left(\frac{25\omega}{2\pi}\right) \quad (\text{D.5})$$

Es gilt:

$$\text{rect}\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right) = \begin{cases} 1 & 0 \leq \omega \leq \omega_c \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{D.6})$$

Zur Transformation in den Zeitbereich wird die inverse Diskrete Fourier Transformation verwendet:

$$\text{rect}\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right) \xrightarrow{\text{IDFT}} \frac{\sin(\omega_c n)}{\pi n} \quad (\text{D.7})$$

Mit dieser Analogie kann nun die Übertragungsfunktion des Bandpasses im Zeitbereich ermittelt werden:

$$h_d(n) = \frac{\sin\left(\frac{27\pi}{100}n\right)}{\pi n} - \frac{\sin\left(\frac{2\pi}{25}n\right)}{\pi n} \quad (\text{D.8})$$

Nachdem nun die Übertragungsfunktion festgelegt ist, muss noch ein geeignetes Fenster $w(n)$ ausgewählt werden. Durch die endliche Länge des Fensters entsteht ein Amplitudengang, der aus einem Hauptschwinger und Nebenschwingern besteht. Als Beispiel ist der Amplitudengang eines Rechteckfensters in Abbildung D.2 zu sehen. Der Amplitudengang führt zu einer „Verschmierung“ des Verlaufs des Filters. Ziel ist es, ein Fenster zu finden, das stark auf eine Frequenz konzentriert ist, um durch die Faltung den Frequenzgang des Filters möglichst exakt wiederzugeben. Daraus folgt, dass das Fenster einen möglichst schmalen Haupt- und niedrige Nebenschwinger besitzt. Die Amplituden der Nebenschwinger verringern sich, wenn das Fenster im Zeitbereich sanft gegen Null läuft. Gleichzeitig führt dies jedoch zu einer Verbreiterung des Hauptschwingers, das Fenster ist nicht mehr so stark auf eine Frequenz konzentriert. Damit reduziert sich die Flankensteilheit des Filters. Bei der Wahl des Fensters muss daher ein Kompromiss eingegangen werden.

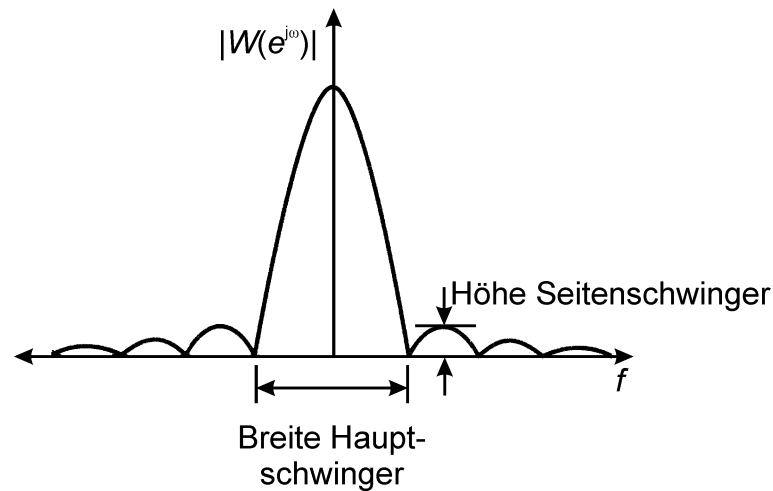


Abb. D.2.: Amplitudenverlauf eines Rechteckfensters im Frequenzbereich

An das zu konzipierende FIR-Filter werden folgende Anforderungen gestellt:

Der Übergang zwischen dem Durch- und dem Sperrbereich soll in einem Bereich von ± 10 Hz um die Eckfrequenzen des Bandpasses liegen (Abb. D.3). Für die Welligkeit im Durchlassbereich wurde ein Wert von 0,1 dB gewählt, damit die Höhe der einzelnen Peaks nicht zu stark verfälscht wird. Im Sperrbereich ist die Dämpfung nicht so kritisch. Es wird bereits ein Wert von 40 dB als ausreichend angesehen.

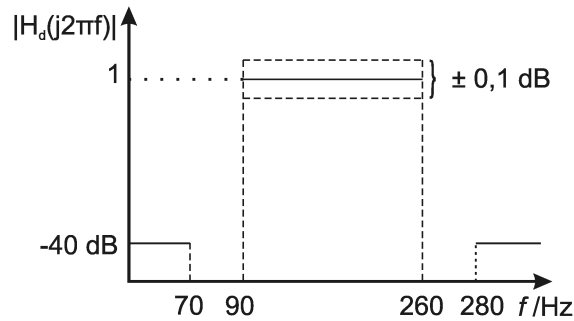


Abb. D.3.: Darstellung der Kriterien für den zu konzipierenden Bandpass

Aus diesen Vorgaben lassen sich die Toleranzkennwerte α_d und α_s für die Dimensionierung bestimmen [OS10]:

$$\begin{aligned}
 \text{max. Verstärkung im Durchlassbereich: } & 20 \log(1 + \alpha_d) = 0,1 \text{ dB} \\
 \text{max. Verstärkung im Sperrbereich: } & -20 \log(\alpha_s) = -40 \text{ dB} \\
 \text{Toleranzkennwert Durchlassbereich: } & \alpha_d = 10^{\frac{0,1}{20}} - 1 = 1,16 \cdot 10^{-2} \\
 \text{Toleranzkennwert Sperrbereich: } & \alpha_s = 10^{-\frac{40}{20}} = 10^{-2}
 \end{aligned}$$

Fensterfunktionen lassen sich in zwei Klassen einteilen: Die definierten Fenster (Rechteck, Bartlett, Hanning, Hamming und Blackmann) und das adaptive Fenster nach Kaiser [Har78]. Die beiden Klassen unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Freiheitsgrade: Während definierte Fenster nur einen Freiheitsgrad besitzen, die Länge im Zeitbereich, kann bei adaptiven Fenstern zusätzlich noch der Verlauf über einen Formfaktor variiert werden. So lassen sie sich an die Vorgaben anpassen. Der Implementierungsaufwand von definierten Fenstern ist gegenüber den adaptiven Fenstern geringer. Daher sind bei gleichem Kurvenverlauf die definierten Fenster vorzuziehen. Befindet sich das adaptive Fenster zwischen zwei definierten Fenstern, sollte dem adaptiven Fenster der Vorzug gegeben werden, da diese eine geringere Länge aufweisen. Um das für den vorliegenden Fall günstigste Fenster zu bestimmen, soll im ersten Schritt aus der Menge der definierten Fenster das optimale Fenster bestimmt werden. Anschließend erfolgt ein Vergleich mit dem Kaiser-Fenster.

Das erste Kriterium ist der Spitzenwert des Approximationsfehlers (F_{approx}). Der Maximalwert berechnet sich wie folgt: [OS10]:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{approx}} &= 20 \log \alpha_p \\
 \alpha_p &= \min \alpha_i, i \in s, d \\
 \Rightarrow F_{\text{approx}} &= 20 \log 10^{-2} = -40 \text{ dB}
 \end{aligned} \tag{D.9}$$

Der vorgegebene Spitzenwert wird von den folgenden gängigen Fenstern unterschritten: Hanning, Hamming und Blackman. Um aus diesen Varianten das optimale Fenster zu bestimmen,

D. Zusätzliche Herleitungen zur Drehzahlbestimmung

werden die Länge, der Übergang vom Sperr- in den Durchlassbereich und der Approximationsfehler gegenübergestellt. Die Bewertungskriterien und der Maßstab sind in Tabelle D.1 und das Resultat in Tabelle D.2 aufgelistet.

Tabelle D.1.: Bewertungsmassstäbe für die Kriterien

Kriterium	1 Punkt	2 Punkte	3 Punkte
Schneller Übergang [dB]	$-35 < x < -25$	$-45 < x < -35$	$x < -45$
Geringe Länge ($\Delta\omega$ siehe Gln. (D.10))	$N = \left\lceil \frac{12\pi}{\Delta\omega} + 1 \right\rceil$	$N = \left\lceil \frac{10\pi}{\Delta\omega} + 1 \right\rceil$	$N = \left\lceil \frac{8\pi}{\Delta\omega} + 1 \right\rceil$
geringer F_{approx} [dB]	$-45 \leq x < -40$	$-50 \leq x < -45$	$x < -50$

$$\Delta\omega = 2\pi \frac{f_{\text{Sperrbereich}} - f_{\text{Durchlassbereich}}}{f_s} = 2\pi \frac{20 \text{ Hz}}{1000 \text{ Hz}} = \frac{\pi}{25} \quad (\text{D.10})$$

Tabelle D.2.: Bewertung der einzelnen Fenster

Kriterien	Hanning		Hamming		Blackman	
	Wert	Punkte	Wert	Punkte	Wert	Punkte
Schneller Übergang [dB]	-31	1	-41	2	-57	3
Geringe Länge	$\left\lceil \frac{8\pi}{\Delta\omega} + 1 \right\rceil$	3	$\left\lceil \frac{8\pi}{\Delta\omega} + 1 \right\rceil$	3	$\left\lceil \frac{12\pi}{\Delta\omega} + 1 \right\rceil$	1
geringer F_{approx} [dB]	-44	2	-53	3	-74	3
Punktesumme		6		8		7

Aus der Gegenüberstellung geht das Hammingfenster als die beste Wahl hervor.

Für den Vergleich mit dem Kaiser-Fenster sind die die Länge N und die Verzögerung α_{Filter} des Hammingfensters zu bestimmen:

$$N = \left\lceil \frac{8\pi}{\Delta\omega} + 1 \right\rceil = 201 \quad (\text{D.11})$$

$$\alpha_{\text{Filter}} = \frac{N-1}{2} = 100 \quad (\text{D.12})$$

Für das Design des Kaiser-Fensters sind die gleichen Randbedingungen wie für die anderen Fenster anzusetzen ($F_{\text{approx}} \leq -40$ dB). Mit Hilfe dieser Kenngröße läßt sich der Formfaktor β des Fensters bestimmen. Es gilt folgende Rechenvorschrift (Die Größe A repräsentiert den Betrag von F_{approx})[OS10]:

$$\beta = \begin{cases} 0,1102(A - 8,7) & A > 50 \\ 0,5842(A - 21)^{0,4} + 0,07886(A - 21) & 21 \leq A \leq 50 \\ 0 & 21 > A \end{cases} \quad (\text{D.13})$$

Für $A = 40$ ergibt sich $\beta = 3,3953$ und die Länge des Fensters beträgt [OS10]:

$$N = \left\lceil \frac{A - 8}{2,285\Delta\omega} + 1 \right\rceil = 111 \quad (\text{D.14})$$

mit $\Delta\omega = \frac{\pi}{25}$ nach Gln. (D.10).

Ein Vergleich der notwendigen Längen ergibt: Das Hamming-Fenster benötigt fast die doppelte Länge des Kaiser-Fensters. Daher fällt die Wahl auf das Kaiser-Fenster. Wie bereits erwähnt, besitzen FIR-Filter eine lineare Phase, das Signal behält seine Form. Jedoch kommt es zu einer Verzögerung des Signals um $\alpha_{\text{Filter}} = \frac{N-1}{2} = 55$. Die allgemeine Funktion des Kaiserfensters $w(n)$ ist definiert als:

$$w(n) = \begin{cases} \frac{I_0\left(\beta\left(1 - \left(\frac{n-\alpha}{\alpha}\right)^2\right)^{\frac{1}{2}}\right)}{I_0(\beta)} & 0 \leq n \leq N - 1 \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{D.15})$$

Mit $\beta = 3,3953$, $N = 111$ und $\alpha = 55$ vereinfacht sich die Gleichung auf:

$$w(n) = \begin{cases} \frac{I_0\left(3,3953\left(1 - \left(\frac{n-55}{55}\right)^2\right)^{\frac{1}{2}}\right)}{I_0(3,3953)} & 0 \leq n \leq 110 \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{D.16})$$

$I_0(\cdot)$ ist die modifizierte Besselfunktion erster Art nullter-Ordnung.

Wird diese und Gln. (D.8) in Gln. (D.2) eingesetzt, so ergibt sich folgender FIR-Bandpass:

$$h(n) = \begin{cases} \left(\frac{\sin\left(\frac{27\pi}{100}(n-55)\right) - \sin\left(\frac{2\pi}{25}(n-55)\right)}{\pi(n-55)} \right) \frac{I_0\left(3,3953\left(1 - \left(\frac{n-55}{55}\right)^2\right)^{\frac{1}{2}}\right)}{I_0(3,3953)} & 0 \leq n \leq 110 \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{D.17})$$

Nach der Filterung ist das Drucksignal nun soweit aufbereitet, dass die eigentliche Analyse des Signals beginnen kann. Störungen unterhalb von 90 Hz werden so stark gedämpft, dass sie die Bestimmung der Drehzahl nicht mehr beeinflussen können. In dem folgenden Abschnitt wird auf das eigentliche Verfahren zur Drehzahlbestimmung eingegangen.

D.2. GABOR-Transformation

Ein zeitdiskretes Signal $x_a(k)$ kann mittels einer endlichen Zahl an diskreten Funktionen $\{\Lambda_n\}$ dargestellt werden:

$$x_a(k) = \sum_n a_n \Lambda_n(k) \quad (\text{D.18})$$

$\{\Lambda_n\}$ beschreibt dabei die Synthesefunktionen und die Koeffizienten a_n spiegeln das relative Gewicht im Signal $x_a(k)$ wieder.

Für die Bestimmung der Koeffizienten a_n sind Analysefunktionen $\hat{\Lambda}_n$ notwendig. Die Berechnung erfolgt mittels des Skalarprodukts aus dem Signal $x_a(k)$ und der Analysefunktion:

$$a_n = \langle x, \hat{\Lambda}_n \rangle = \sum_k x_a(k) \hat{\Lambda}_n^*(k) \quad (\text{D.19})$$

Sind die Funktionen $\{\Lambda_n\}$ linear unabhängig, so spannen sie eine Orthogonalbasis auf. Es gilt:

$$\langle \Lambda_n, \hat{\Lambda}_{n'} \rangle = \delta(n - n') \quad (\text{D.20})$$

für

$$\delta(n - n') = \begin{cases} 1 & n - n' = 0 \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{D.21})$$

Im Falle der Fourierreihe wird $\Lambda_n(k)$ durch die komplexe Exponentialfunktion $e^{-j(2\pi/M)nk}$ repräsentiert:

$$x_a(k) = \sum_n a_n e^{j(2\pi/M)nk} \quad (\text{D.22})$$

a_n stellt die relative Dominanz der einzelnen Frequenzanteile dar. Die Exponentialfunktionen sind linear unabhängig und dementsprechend orthogonal zueinander. Daher kann für die Analysefunktion die gleiche Menge an Funktionen genutzt werden wie für die Synthese. Bei den

Fourierreihen wird vorausgesetzt, dass im kontinuierlichen Fall die Schwingung ewig andauert bzw. mit dem Betrachtungszeitraum periodisch ist. Beide Annahmen treffen in der Realität nicht zu.

Dennis Gabor untersuchte in den 1940er Jahren die Frequenz-/Zeitdarstellung von Signalen. Ziel war es, die 1-dimensionale Frequenzdarstellung in eine 2-dimensionale Zeit-Frequenz-Ebene zu überführen, um damit eine Aussage über das zeitliche Auftreten der Frequenzen treffen zu können [Coh95]. Als Basis dient die geschlossene Menge der Funktionen $\{g_{mn}\}$. Sie basiert weiterhin auf der Exponentialfunktion $e^{j(2\pi/M)nk}$, jedoch wird sie mit einer GAUSSförmigen Glockenkurve multipliziert. Dadurch entsteht eine Sinusschwingung, die von einer GAUSSglocke eingehüllt wird (Abb. D.4). Der Vorteil liegt zum einen in einer Funktion, die zu den Rändern hin abfällt (zeitliche Beschränkung). Zum anderen ergibt eine Transformation in den Frequenzbereich ebenfalls einen gaussförmigen Verlauf. Daraus resultiert ein minimales Zeitdauer-Bandbreite-Produkt, und die Funktion weist ein globales Maximum mit einem strikten Abfall im Zeit- und Frequenzbereich auf.

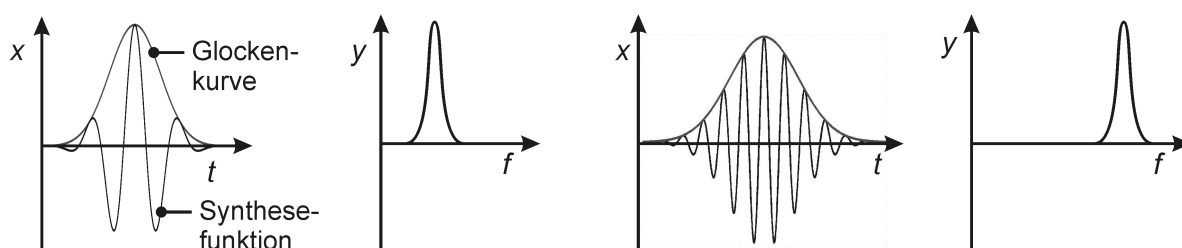


Abb. D.4.: Synthesefunktion der GABOR-Transformation im Zeit- und Frequenzbereich
links: niedrige Frequenz, rechts: hohe Frequenz

Die zeitdiskrete Garbor-Transformation (DTGT) stellt das Signal $x_a(k)$ wie folgt dar:

$$x_a(k) = \sum_m \sum_n C_{mn} g_{mn}(k) \quad (D.23)$$

$g_{mn}(k)$ wird als Synthesefunktion bezeichnet und die GABOR-Koeffizienten C_{mn} entsprechen dem relativen Verhältnis der Amplituden. Die graphische Darstellung erfolgt in einem Raster. Um eine Darstellung zweier Funktionsverläufe (Betrag und Phase oder Imaginär- und Realteil) der beiden Veränderlichen Zeit und Frequenz zu vermeiden, erfolgt in den meisten Fällen eine Beschränkung auf die Darstellung des Betrags(quadrates) in N' Spalten und M Reihen. Der Aufbau ist in Abbildung D.5 zu sehen. Die Variablen n und m sind der Spalten bzw. der Reihenzähler.

Nun zum Aufbau der Synthesefolgen $\{g_{mn}\}$:

$$g_{mn}(k) = g(k - nN) e^{\frac{j2\pi mk}{M}} \quad (D.24)$$

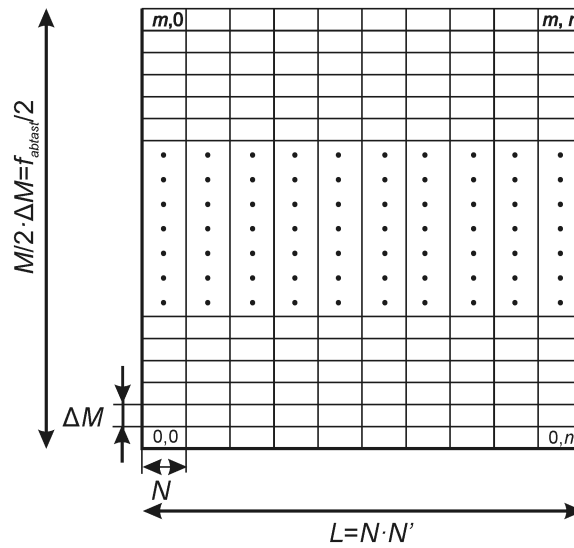


Abb. D.5.: Aufbau des GABOR-Gitters

Sie bestehen zum einen aus einer komplexen Schwingung $e^{\frac{j2\pi mk}{M}}$ und der sie modulierenden GAUSSähnlichen Glockenkurve $g(k - nN)$. Da diese eine endliche Länge hat und diskret vorliegt, wird hier die Bezeichnung „ähnlich“ verwendet.

Zur Bestimmung der GABOR-Koeffizienten C_{mn} dient Gleichung (D.25):

$$C_{mn} = \langle f(k), \gamma_{mn}(k) \rangle = \sum_k f(k) \gamma_{mn}^*(k) \quad (D.25)$$

Die Synthesefolgen $\{g_{mn}\}$ stehen nicht orthogonal zueinander [Sta99]. Daraus resultiert, dass die Analysefolge $\{\gamma_{mn}\}$ keine Ähnlichkeit mit der Synthesefolge aufweist und zusätzlich bestimmt werden muss. $\gamma_{mn}(k)$ lässt sich weiter aufspalten in einen Teil für den Betrag und einen für die Phase [Jos96]:

$$\gamma_{mn}(k) = \gamma(k - nN) e^{-j2\pi \frac{mk}{M}} \quad (D.26)$$

Im Allgemeinen gilt, dass sich durch Transformation und eine sich anschließende Rücktransformation das Ursprungssignal wieder ergeben muss. Mathematisch gesehen gilt daher:

$$\sum_n g(k - nN) \gamma^*(k - nN - mM) = \frac{1}{M} \delta(m) \quad (D.27)$$

Die Bestimmung der Funktionsmenge γ_{mn} ist für den zeit- und wertkontinuierlichen Fall leicht durchführbar. Jedoch müssen in der digitalen Signalverarbeitung sowohl der Zeit- als auch der Frequenzbereich diskretisiert werden. Dies hat zur Folge, dass die Länge der Funktion begrenzt und auf diskrete Werte beschränkt ist.

Es existieren viele Theorien und Algorithmen zur Bestimmung der Analysefunktion. Ein verbreiteter Algorithmus nach [ML95] und [JM97] sagt aus, dass für eine endlichen Länge Q von $g(k)$ gilt:

$$\gamma(k) \sim \frac{g(k)}{\sum_n |g(k - nN)|^2} \quad (\text{D.28})$$

Für den Parameter Q gilt [JM97]:

$$Q \geq 2N + 1 \quad (\text{D.29})$$

Die optimale Länge ergibt sich, wenn zwischen den beiden Seiten der Gleichung das Gleichheitszeichen steht, Q hat dann in etwa die doppelte Länge der Segmentlänge N . Die Differenz zwischen dem Original und dem durch Hin- und Rücktransformation entstehenden Kurvenverlauf ist minimal [JM97].

Bevor das Spektrogramm berechnet werden kann, müssen die Werte für M und ΔM , N , N' und Q bestimmt werden.

Die Auflösung im Frequenzbereich ΔM soll 1 Hz betragen. Dafür ist jeweils eine Messzeit von einer Sekunde notwendig. Bei einer Abtastrate f_{abta} von 1 kHz ergibt sich eine Datentlänge $N = 1000$. Bei einer Gesamtlänge des Daten-Arrays von $L = 10.000$ sind insgesamt $N' = 10$ Spalten notwendig. Bei der gegebenen Frequenzauflösung von 1 Hz und einer Abtastrate von 1 kHz ergeben sich 1000 Reihen für die GABOR-Koeffizienten ($M = 1000$), die symmetrisch durch die 0 Hz-Linie geteilt werden. Durch die Betragsbildung werden die Werte zur Nulllinie symmetrisch. Daher sind im Spektrogramm nur die positiven Frequenzanteile dargestellt. Zur Bestimmung von Q : Wird in (D.29) der Wert für N eingesetzt, so ergibt sich $Q = 2001$.

E. Auswerteeinheit

Eine wichtige Anforderung aus Anwendersicht in Abschnitt 2.2 ist die dezentrale Auswertung der Sensorinformationen, im Idealfall am Pumpenmodul selbst. Dies bedingt, dass die hierfür notwendige Auswerteeinheit unter einer rauen Industrieumgebung einsetzbar sein muss. Es sollten daher keine sich bewegenden Komponenten vorhanden (Lüfter, Festplatte) und die elektrischen und elektronischen Komponenten vor Staub und Schmutz geschützt sein. Aus diesen Gründen fiel die Wahl auf ein CompactRIO-System der Firma National Instruments. Der Aufbau ist in Abbildung E.1 dargestellt. Das System besteht aus einem Industrierechner, auf dem ein Echtzeitbetriebssystem läuft. An diesen ist ein FPGA angeschlossen, der mittels eigener Programme den Bedürfnissen angepasst werden kann. Des Weiteren übernimmt der FPGA die Kommunikation zwischen den austauschbaren I/O-Modulen und dem Echtzeitcontroller. Durch diese Konstruktion ist es möglich, dass die I/O-Module miteinander interagieren können, ohne dass der Controller damit „belastet“ wird. Insbesondere Regelschleifen, die eine hohe Regelgeschwindigkeit aufweisen müssen, sind so implementierbar.

E.1. Echtzeitcontroller

Der eingesetzte Industrierechner (NI 9014) basiert auf einem Freescale MPC5200 Echtzeit Prozessor mit einer Taktfrequenz von 400 MHz. Mittels seines Ethernetanschlusses erfolgt die Kommunikation mit dem übergeordneten System. Sowohl der Datenaustausch mit der Leitwarte, als auch die Serverfunktionalität und die Programmierung laufen über diese Schnittstelle. Als Betriebssystem dient VxWorks, welches die Echtzeitfähigkeit ermöglicht. Dies ist notwendig, nur so wird eine rasche Reaktion des Echtzeitcontrollers auf sich ändernde Eingänge garantiert. Die serielle Schnittstelle dient der Kommunikation mit einem Anzeigemodul, welches den aktuellen Betriebszustand anzeigt und im Schadens- oder Störfall eine Klartextdiagnose an der Kreislaspumpe ermöglicht.

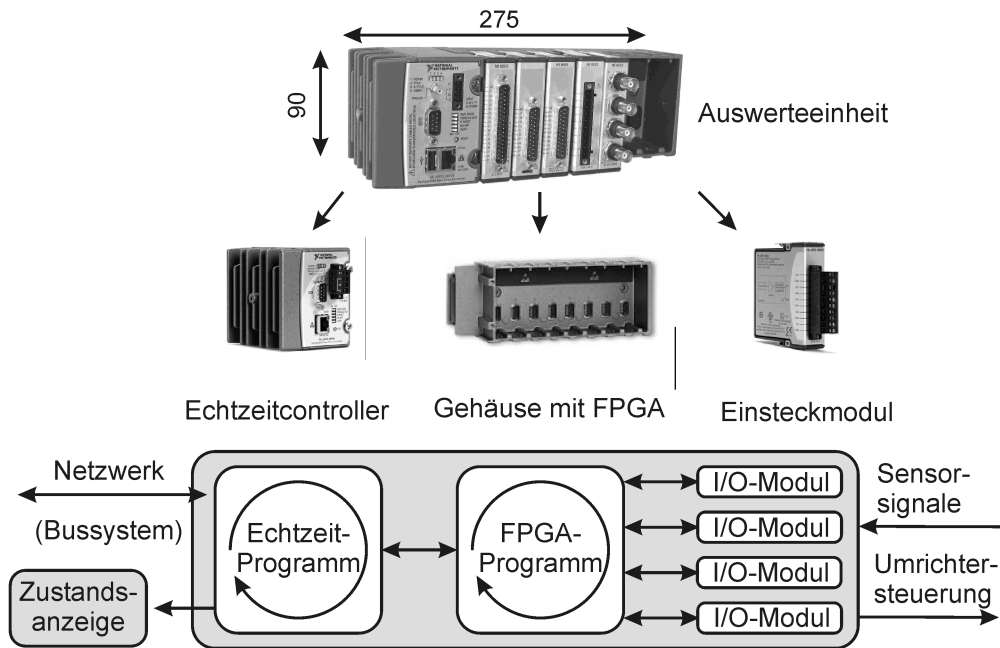


Abb. E.1.: Aufbau der Auswerteeinheit mit der Datenstruktur

E.2. Gehäuse mit FPGA

Das Gehäuse dient der mechanischen Aufnahme von, je nach Model, bis zu acht Einsteckmodulen. Über einen D-Sub Steckverbinder erfolgt die elektrische Verbindung. Dies beinhaltet sowohl die Energieversorgung der Module als auch die Datenübertragung. Die Kommunikation zwischen den Modulen und dem Echtzeitcontroller übernimmt ein in das Gehäuse integrierte **F**ield **P**rogrammable **G**ate **A**rray. Bei einem FPGA kann die Schaltungslogik per Software angepasst, „verdrahtet“, werden. Daher ist es möglich, Aufgaben schnell und parallel durchzuführen. Der Einsatz eines FPGAs ermöglicht in der Auswerteeinheit eine Implementierung von schnellen Regelkreisen, ohne dass der Echtzeitcontroller in die Aufgabe eingebunden wird. Er kann für übergeordnete Regelungen eingesetzt werden. In dieser Arbeit wird ein zweiter Vorteil des FPGAs genutzt: Der Transport der Messdaten von den I/O-Modulen direkt in den Arbeitsspeicher des Echtzeitcontrollers. Durch die Unabhängigkeit des Programmablaufs vom Echtzeitcontroller ist gewährleistet, dass die Abtastung der Sensorsignale immer zum gewünschten Zeitpunkt erfolgt und die Jitterfehler gering sind. Als Jitterfehler wird hier die Differenz zwischen dem angenommenen und tatsächlichen Abtastzeitpunkt bezeichnet. Durch eine unregelmäßige Abtastung entstehen bei der Transformation in den Frequenzbereich Abweichungen bei den Frequenzamplituden, d.h. es ergeben sich fehlerbehaftete Spektren.

E.3. I/O-Module

In das Gehäuse lassen sich, je nach Bedarf, unterschiedliche Module einstecken. Die von National Instruments angebotenen Module umfassen A/D und D/A-Wandler mit verschiedenen Spannungsbereichen, Auflösungen und Abtaststraten. Hinzu kommen Module für die digitale Kommunikation und für spezifische Anwendungen, wie z.B. solche für einen direkten Anschluss von Messbrücken, Temperatur- und Körperschallsensoren.

Für das Sensorsystem werden vier Module eingesetzt:

- **Erfassung analoger statischer Signale:** NI 9205

Mit dem Modul können seriell bis zu 32 Kanäle mittels eines Successive-Aproximations-Wandlers abgetastet werden. Die Auflösung beträgt 16 Bit. Der Messbereich kann in mehreren Schritten zwischen ± 10 V und ± 200 mV eingestellt werden. Die Summenabtastrate liegt bei 250 kSamples/s.

- **Erfassung analoger dynamischer Signale:** NI 9221

Das Modul ermöglicht ein serielles Abtasten von bis zu 8 Kanäle mittels eines Successive-Aproximations-Wandlers. Die Summenabtastrate beträgt maximal 800 kSamples/s bei einer Auflösung von 12 Bit. Über Vorwiderstände kann der Messbereich konfiguriert werden.

- **Ausgabe analoger Spannungssignale:** NI 9263

Für die Ausgabe von analogen Spannungen kann das Modul an bis zu vier Ausgängen eine Spannung von ± 10 V ausgeben. Die Auflösung beträgt 16-Bit.

- **digitale Ein-/Ausgabe:** NI 9401

Für eine digitale Kommunikation mit der Signalvorverarbeitung, zur An- und Abschaltung der Kreislumpe oder Signalgebern können 8 I/O-Leitungen genutzt werden. Die Signale liegen auf TTL-Pegel.

E.4. Zustandsanzeige

Zur Realisierung der Vor-Ort-Klartextdiagnose wird ein LCD Anzeigemodul genutzt. Es kann 4 mal 40 Zeichen darstellen. Im störungsfreien Betrieb werden die aktuellen Prozessgrößen der Pumpe angezeigt. Dazu gehört der Wirkungsgrad, die Förderhöhe und der Volumenstrom. Treten Störungen auf, werden die Ergebnisse des Diagnosevorgangs angezeigt und über eventuell schon eingeleitete Maßnahmen informiert. Die Steuerung des Anzeigemoduls wird

über die serielle Schnittstelle des Echtzeitkontrollers realisiert. Ein Mikrokontroller ATMEGA 8535 empfängt die Daten und nimmt die Ansteuerung des LCD Displays vor.

F. Aufbau der LabView Programme

F.1. FPGA-Programm

Das auf dem FPGA laufende Programm übernimmt die Ansteuerung der Einsteckmodule und den Datentransfer vom Modul zum Arbeitsspeicher des Echtzeitcontrollers. Das Schreiben in den Arbeitsspeicher erfolgt über einen Direkt-Memory-Access-Kanal. Die Messdaten können so direkt in den Speicher geschrieben werden, ohne den Prozessor zu nutzen. Ferner kann der Vorgang asynchron zum Prozessor erfolgen, so dass Wartezeiten minimiert werden. Zum Programmablauf (Abb. F.1):

Zu Beginn steht eine Initialisierung des FPGAs. Er wird auf einen definierten Ausgangszustand zurückgesetzt. Im Anschluss werden Informationen über die zu verwendenden Messkanäle und die einzelnen Abtastraten eingelesen und die Module konfiguriert. An die Initialisierung schließt sich eine Endlosschleife an, in der der FPGA seine Steuer- und Messaufgabe in fünf parallel und unabhängig laufenden Schleifen abarbeitet. Die drei oberen Schleifen in Abbildung F.1 laufen kontinuierlich durch. Für die Bestimmung der Drehzahl aus dem dynamischen Drucksignal muss das Signal kontinuierlich gemessen werden (Abschnitt 5.2.2). Die Statusinformationen der Signalvorverarbeitung werden direkt entgegengenommen und an das Echtzeitprogramm weitergeleitet. Das Gleiche gilt für die Ansteuerung des Frequenzumrichters in entgegengesetzter Richtung. Die Messung der statischen Signale und des Signalverlaufs für die Bestimmung der Kavitationsintensität wird vom Echtzeitcontroller initiiert. Die statischen Signale werden immer dann erfasst, wenn der Echtzeitcontroller sie für seine Berechnungen benötigt. Eine gleichmäßige Abtastrate ist nicht notwendig. Die Signalerfassung für die Kavitationsklassifizierung wird vom Echtzeitcontroller initiiert, wenn zuvor Kavitation detektiert wurde oder der NPSH-Wert auf einen kritischen Wert gesunken ist. Eine Überprüfung im Minutentakt ist nicht erforderlich, da einerseits eine kurze Einwirkzeit nicht zu einer Zerstörung an der Pumpe führt und andererseits sich die hydraulischen Verhältnisse nur langsam ändern.

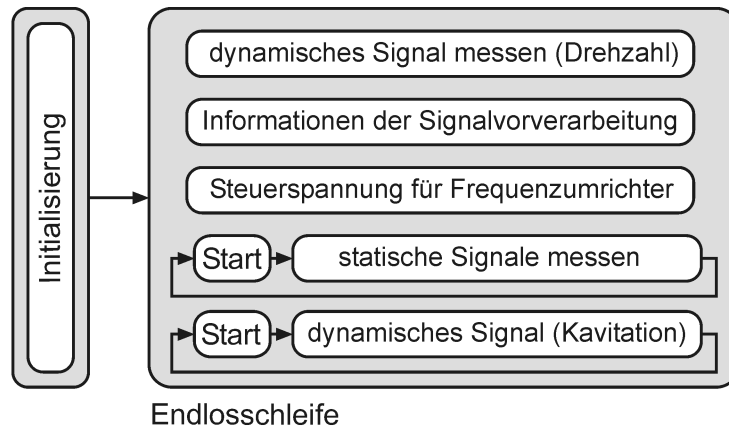


Abb. F.1.: Schematischer Programmablauf auf dem FPGA

F.2. CRio-Programm

Das Echtzeitprogramm nimmt die gemessenen Daten entgegen, bestimmt den Zustand des Systems und löst gegebenenfalls eine Reaktion aus. Einerseits kann der Frequenzumrichter angesteuert werden, um die Drehzahl zu verändern. Andererseits steht das System mit der Leitware in Verbindung, um Prozessgrößen mitzuteilen und Anweisungen zu erhalten.

Wie beim Programm für den FPGA beschrieben, unterteilt sich das Programm in zwei Teile: die Initialisierungsphase und eine Endlosschleife, die die Messungen, die Auswertung und die Reaktionen durchführt (Abb. F.2). In der Initialisierungsphase wird das System in einen definierten Zustand versetzt. Des Weiteren werden Kennlinien, -felder und Referenzwerte in den Speicher geladen, die für Berechnungen von abgeleiteten Größen notwendig sind. Ferner müssen noch die hinterlegten Kennwerte für die eingesetzten Sensoren (B_0 und u_0) und Grenzwerte für die Zustandsbestimmung eingelesen werden.

Die sich anschließende Endlosschleife beginnt mit dem Einlesen der Messdaten. Die Daten liegen als binäre Werte der A/D-Wandlung vor. Aus den gemessenen statischen Signalanteilen werden die Größen mittels des hinterlegten Übertragungsfaktors B_0 und des Offsets u_0 berechnet. Auch die Korrektur von systematischen Sensorfehlern und von Nichtlinearitäten des A/D-Wandlers erfolgt zu diesem Zeitpunkt. Die dynamischen Signale dienen zum einen der Bestimmung der Kavitationsintensität und im zweiten Fall für die Ermittlung der aktuellen Drehzahl. Nachdem alle direkt und indirekt gemessenen Größen bekannt sind, können nun die abgeleiteten Größen bestimmt werden. Im nächsten Schritt werden, soweit vorhanden, Informationen über den Zustand der Sensoren aus der Signalvorverarbeitung eingelesen. Zusammen mit den bestimmten Größen kann nun der Zustand der Kreiselpumpe bestimmt

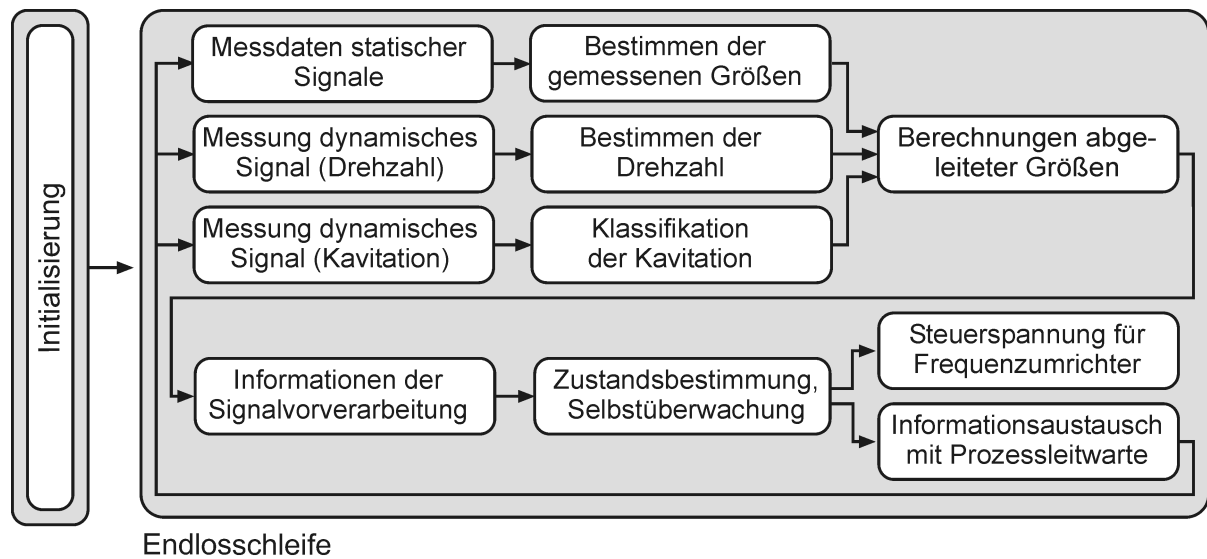


Abb. F.2.: Schematischer Programmablauf auf dem Echtzeitmodul

und eine Selbstüberwachung des Sensorsystems durchgeführt werden. Das Ergebnis der Analysen wird der Leitwarte über das Netzwerk mitgeteilt. In diesem Programmteil können auch Informationen von der Leitwarte entgegengenommen werden. Parallel kann die Drehzahl verändert werden, indem am Steuereingang des Frequenzumrichters eine angepasste Spannung zugeführt wird.

Das Programm beginnt wieder mit dem Einlesen der Messdaten.

F.3. Drehzahlbestimmung in LabView

Die Funktionsblöcke des dargestellten Blockdiagramms in Abbildung 5.10 sind in LabView zu implementieren und auf der Auswerteeinheit auszuführen.

Nicht alle VIs, die auf einem Standard-PC laufen, sind derart implementiert, dass sie auch auf der Auswerteeinheit lauffähig sind. Neben den Windows spezifischen Funktionen sind es solche VIs, die einen erhöhten Anspruch an Ressourcen (Rechenleistung, Arbeitsspeicher,...) stellen. Diese Beschränkung betrifft bei der Drehzahlbestimmung die Erstellung der Spektrogramme. Die Drehzahl soll jede Sekunde aktualisiert werden. Das bedeutet, dass ein Programmablauf innerhalb dieser Zeit durchgeführt werden muss. Da die Drehzahlbestimmung nur ein Teil des Gesamtprogramms ist, müssen noch genügend Ressourcen für die anderen Teile zur Verfügung stehen. Daher wird ein Anteil der Drehzahlbestimmung an den zur Verfügung stehenden Ressourcen von maximal 20% angestrebt.

Zu Beginn des Programmablaufs wird das dynamische Drucksignal mit einer Abtastrate von 1 kHz digitalisiert. Es folgt die Bildung des Datenarrays der letzten zehn Sekunden. Dafür wird die letzte erfasste Sekunde an das auszuwertende Array angehängt und die elfte Sekunde gelöscht. Der erste Verarbeitungsschritt ist die Bandpassfilterung. Hierfür stehen VIs zur Verfügung, die die Filterfolge festlegen.

Es folgt die Zeit-Frequenzanalyse des Signals:

LabView bietet eine Reihe von VIs zur Berechnung der GABOR-Koeffizienten und deren Beträgen an. Um das geeignete VI auszusuchen, wurden Laufzeitmessungen durchgeführt und in Tabelle F.1 dargestellt. Hinzu kommen noch die Unterschiede bezüglich der Resultate und der Einschränkungen, die sie dem Programmierer auferlegen, damit die Berechnung schneller ablaufen kann. Grundsätzlich sind folgende Parameter wählbar:

- **Fensterlänge Q**

Die Fensterlänge gibt die Anzahl der Stützstellen an, mit der die Gausskurve angenähert werden soll.

- **Intervalllänge N**

Sie gibt an, aus wie vielen Messwerten eine Zeiteinheit bestehen soll.

- **Frequenzauflösung M**

Mit ihr wird die gewünschte Auflösung im Frequenzbereich eingestellt.

Die Freiheit in der Wählbarkeit spielt eine Rolle in der Auswahl des einzusetzenden VIs. Ferner sind noch folgende Kriterien zu berücksichtigen:

- **Ausführbar auf CRIO**

Reichen die Kontrollerressourcen des CRIO-Systems aus, um das VI auf dem controller auszuführen? Bestehen noch Reserven, um die restlichen Teile des Sensorsystemprogramms ausführen zu können?

- **Resultat**

Kann das Ergebnis der Berechnungen für die weitere Verarbeitung verwendet werden?

Die verschiedenen VIs wurden auf dem Kontroller implementiert und mehrfach in einer Schleife ausgeführt. Mittels dem vor und nach der Ausführung aufgezeichnetem Zeitstempel wurde die Zeit ermittelt, die die Ausführung des Programms benötigt. Die resultierenden Werte für die einzelnen Kriterien sind in Tabelle F.1 dargestellt. Die Beschränkung der Intervalllänge auf 2^n ergibt sich aus der Nutzung eines Algorithmuses aus der Fast-Fourier-Transformation (FFT), dem GOERTZEL-Algorithmus. Die Beschränkung der Längen auf Werte von 2^n ermöglichen eine erhöhte Rechengeschwindigkeit auf Grund der Tatsache, dass hier eine paarweise Verrechnung stattfinden kann und die Resultate in der Speicherstelle im RAM verbleiben

können. Der notwendige Speicheraufwand erhöht sich somit während der Berechnung nicht (Voraussetzung: Alle Zahlen sind in komplexer Form gespeichert). Zudem verringert sich die Zahl der Multiplikationen enorm. Bei einer DFT skaliert der Rechenaufwand mit N^2 , wobei N die Zahl der Samples ist. Wird ein FFT-Algorithmus eingesetzt, skaliert die Multiplikationszahl mit $N/2 \log_2 N$. Dies entspricht im vorliegenden Fall, $N = 1000$, einer Reduktion des Rechenaufwands um ca. 99%. Da es sich bei der GABOR-Transformation um eine spezielle Fourier-Transformation handelt, ist auch hier diese Reduktion möglich. Der Nachteil liegt in der Notwendigkeit der Berechnung mit je 1024 Samples pro Zeitintervall. Da keine Alternative vorhanden ist, muss auf das Verfahren zurückgegriffen werden. Eine Begründung, wor-

Tabelle F.1.: Bewertung der unterschiedlichen VIs zur Bestimmung der GABOR-Koeffizienten

VI	Frequenzauflösung	Intervalllänge	Fensterlänge	lauffähig	Ergebnis
Time Frequency Spektrogramm	2^n	frei	2^n	nein, RAM zu klein	Betrag
Fast-GABOR-Spectrogramm	2^n	2^n	2^n	ja, $t > 1$ s	Betrag
Discrete-GABOR-Transform	2^n	2^n	2^n	ja, $t < 1$ s	Koeffizienten
Online-GABOR-Transform	2^n	2^n	2^n	ja, $t < 0,3$ s	Koeffizienten

auf sich die Laufzeitunterschiede zurückführen lassen, kann nicht gegeben werden. Die Namen der verwendeten Algorithmen sind nicht von National Instruments offengelegt. Lediglich die Information, dass FFT-Algorithmen existieren, wird gegeben. Das VI „Online-GABOR-Transform“ wird am schnellsten durchgeführt. Aus den Koeffizienten muss für die folgende Analyse noch der Betrag gebildet werden.

Für die DFT über das gesamte Datenarray von 10.000 Werten wird ebenfalls ein FFT-Algorithmus verwendet. Auch hier ist das Transformationsverfahren nicht bekannt. Der GOERTZEL-Algorithmus kommt nicht in Frage, da die Anzahl der Werte nicht in der Nähe einer Zweierpotenz liegt. Alternativ kann der WINOGRAD-Algorithmus in Betracht gezogen werden. Er zerlegt die DFT in eine Vielzahl von kurzen DFTs, deren Länge relativ zueinander prim ist. Die Anzahl der Multiplikationen ist proportional zu der Arraylänge N . Dies ist noch einmal deutlich weniger als bei den in den meisten Fällen angewendeten GOERTZEL-Algorithmen

mit $N \log N$. Die Anzahl der Additionen nimmt dafür wieder zu.

Die sich anschließende Bestimmung der Drehzahl und der Plausibilitätstest erfolgen mit einfachen Operationen wie Addition, Multiplikation, Maximalwerterkennung und Vergleiche. Sie haben keinen nennenswerten Einfluss auf die Laufzeit des Programms.

Literaturverzeichnis

- [Aen02] AENIS, Martin: *Einsatz aktiver Magnetlager zur modellbasierten Fehlerdiagnose in einer Kreislumppe*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2002
- [Bac04] BACHERT, Bernd: *Ein Beitrag zur Validierung der numerischen Berechnung von Kreislumppe*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2004
- [BGA04] BRODERSEN, S. ; GRAF, S. ; AGETHEN, R.: How to Compare Life Cycle Costs the Easy Way. In: *Pump Users International Forum 2004*. Karlsruhe : VDMA, 2004
- [Bis10] BISCHOF, Valérie: *Effizienzerhöhung von Fluidfördersystemen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2010
- [BLSB05] BACHERT, Bernd ; LUDWIG, Gerhard ; STOFFEL, Bernd ; BAUMGARTEN, Sven: Comparison of Different Methods for the Evaluation of Cavitation Damaged Surfaces. In: *Proceedings of FEDSM2005*. Houston, Texas, USA, 2005
- [Boa05] BOASHASH, Boualem: *Time Frequency Signal Analysis and Processing - a Comprehensive Reference*. 1. ed., reprint. Amsterdam [u.a.] : Elsevier, 2005. – ISBN 0080443354
- [Coh95] COHEN, Leon: *Time-Frequency Analysis*. Englewood Cliffs, NJ : Prentice Hall PTR, 1995. – ISBN 0135945321
- [DBG01] DUBBEL, Heinrich ; BEITZ, Wolfgang ; GROTE, Karl-Heinrich: *Taschenbuch für den Maschinenbau - mit Tabellen*. 20., neubearb. und erw. Aufl. Berlin [u.a.] : Springer, 2001. – ISBN 3540677771
- [DIN90] DIN 40041: *Zuverlässigkeit - Begriffe*. Berlin : Beuth Verlag, 1990

- [DIN95] DIN EN 61069-5: *Ermittlung der Systemeigenschaften zum Zweck der Eignungsbeurteilung eines Systems - Teil 5: Eignungsbeurteilung der Systemverlässlichkeit*. Berlin : Beuth Verlag, 1995
- [DIN99] DIN V ENV 13005: *Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen*. Berlin : Beuth Verlag, 1999
- [DIN02] DIN EN ISO 9906: *Kreiselpumpen - Hydraulische Abnahmeprüfung Klasse 1 und 2*. Berlin : Beuth Verlag, 2002
- [DIN03] DIN 31051: *Grundlagen der Instandhaltung*. Berlin : Beuth Verlag, 2003
- [DIN09] DIN EN 61508-1: *Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme - Teil 1: Allgemeine Anforderungen*. Berlin : Beuth Verlag, 2009
- [Dul05] DULAR, Matevz: *Development of a Method for the Prediction of Cavitation Erosion in Hydraulic Machines*. Ljubljana, University of Ljubljana, Dissertation, 2005
- [EFAE03] ESCALER, Xavier ; FARHAT, Mohamed ; AVELLAN, Francois ; EGUSQUIZA, Eduard: Cavitation Erosion Tests on a 2D Hydrofoil Using Surface-Mounted Obstacles. In: *Wear* 254 (2003), Nr. 5-6, S. 441–449
- [Fre01] FRENNING, L.: *Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems*. Parsippany/ Brussels : Europump and Hydraulic Institute, 2001
- [Gül99] GÜLICH, Johann F.: *Kreiselpumpen - ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb ; mit 47 Tafeln*. Berlin [u.a.] : Springer, 1999. – ISBN 3540569871
- [Gra08] GRAMMLICH, Gunar: *Optimierung eines integrierten Zustands- und Fehlererkennungssystem für Spiralgehäusepumpen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Diplomarbeit, 2008
- [Gru08] GRUNDFOSS GMBH: *Lebenszykluskosten-Analyse - Energiekostensenkung durch Optimierung ihrer Pumpenanlage*. 2008
- [Har78] HARRIS, Fredric J.: On the Use of windows for harmonic analysis with the Discrete Fourier Transform. In: *Proceedings of the IEEE* Bd. 66, 1978, S. 51–53
- [Hoh01] HOHLFELD, Olaf: *Miniaturisierte korrosionsfeste Gehäusung für Silizium-Drucksensoren*. Darmstadt, TU Darmstadt, Dissertation, 2001

- [Huh03] HUH, Martin: *Diagnose hydraulischer Fehlerzustände bei axialen Tauchmotorpumpen anhand des Körperschalls*. Berlin, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2003
- [Ise94] ISERMANN, Rolf: *Überwachung und Fehlerdiagnose - moderne Methoden und ihre Anwendungen bei technischen Systemen*. Düsseldorf : VDI-Verl, 1994. – ISBN 3–18–401344–8
- [Ise03] ISERMANN, Rolf: *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Berlin [u.a.] : Springer, 2003. – ISBN 3–540–44286–3
- [Ise06] ISERMANN, Rolf: *Fault-diagnosis systems : an introduction from fault detection to fault tolerance*. Springer, 2006. – ISBN 978–3–540–24112–6
- [ITT06] ITT PUMPSMART: *Commercial video* - <http://www.ittmc.com/>. 2006
- [ITT07] ITT PUMPSMART: *Control Solutions* - <http://www.equipump.com>. 2007
- [ITT08] ITT PUMPSMART: *Configuration and Operation Guide* - <http://www.ittmc.com/PS200v5HdweConfigGdes.html>. 2008
- [JDSR99] JOVANOVIĆ-DOLECEK, Gordana ; SAMIENTO-REYES, Arturo: An efficient Method for Narrowband FIR Filter Design. In: *Computacion y Sistemas* Bd. 2. Mexico, 1999, S. 78–86
- [JM97] JOSHI, Sanjay ; MORRIS, Joel M.: On a Novel Critically-Sampled Discrete-Time Real Gabor Transform. In: *Signal Processing* Bd. 61, Elsevier, 1997, S. 9–22
- [Jos96] JOSHI, Sanjay: *Dual Sequences for Discrete-Time Gabor Transform: Theory and Computation*. Cantonsville, University of Maryland, Baltimore County, Diplomarbeit, 1996
- [Kaf99] KAFKA, Thomas: *Aufbau eines Störungsfrüherkennungssystems für Pumpen der Verfahrenstechnik mit Hilfe maschinellen Lernens*. Kaiserslautern, Dissertation, 1999
- [Kal95] KALLWEIT, Stephan: *Untersuchungen zur Erstellung wissensbasierter Fehlerdiagnosesysteme für Kreiselpumpen*. Berlin, Dissertation, 1995
- [Kam04] KAMMEYER, Karl-Dirk: *Nachrichtenübertragung - mit 39 Tabellen*. 3., neubearb. und erg. Aufl. Stuttgart [u.a.] : Teubner, 2004. – ISBN 3519261421

- [Ken98] KENULL, Thomas: *Mitteilungen des Pfeiderer-Instituts für Strömungsmaschinen. Bd. 7: Zustandsdiagnose an Kreiselpumpen anhand instationärer Schwankungen der Motorstromaufnahme*. Braunschweig : Pfeiderer-Institut für Strömungsmaschinen, 1998. – ISBN 3–929682–21–4
- [KK89] KAMMEYER, Karl-Dick ; KORSCHER, K.: *Digitale Signalverarbeitung, Filterung und Spektralanalyse*. Teubner, 1989 (Studienbücher Elektrotechnik)
- [Kra34] KRANZ, Harald: *Strömungen durch Spiralgehäuse von Wasserturbinen und Kreiselpumpen*. Wuppertal, TH Hannover, Dissertation, 1934
- [KSB06a] KSB AG: Lebenszykluskosten von Pumpensystemen. Frankenthal, 2006. – Herstellerinformationen
- [KSB06b] KSB AG: PumpExpert: Baureihenheft PumpExpert Diagnosesystem für Pumpen. Frankenthal, 2006. – Produktinformationen
- [Kul10] KULITE SEMICONDUCTOR PRODUCTS INC.: Miniature Ruggedized is Pressure Transducer. (2010)
- [Loh01] LOHRBERG, Henrik: *Messung und aktive Kontrolle der erosiven Aggressivität der Kavitation in Turbomaschinen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2001
- [LS01] LOHRBERG, Henrik ; STOFFEL, Bernd: Measurement of Cavitation Erosive Aggressiveness by means of Structure Born Noise. In: *International Symposium on Cavitation*, 2001
- [Lue64] LUENBERGER, David G.: Observing the State of a Linear System. In: *IEEE Transactions on Military Electronic* 8 (1964), Nr. 2, S. 74–80
- [Mat04] MATSOUKAS, Stella: Große Energieeffizienzpotentiale in Industrie und Gewerbe immer noch ungenutzt. (2004)
- [Mes04] MESCHKAT, S.: Untersuchung eines Systems zur thermodynamischen Wirkungsgradmessung von Kreiselpumpen. 2004. – Forschungsbericht
- [ML95] MORRIS, J.M. ; LU, Y.: Novel Critical-Sampled Discrete Gabor Transforms. In: UNIVERSITY, The Johns H. (Hrsg.): *29th Annual Conference on Information, Sciences and Systems*. Baltimore, 1995

- [Mül06] MÜLLER, Ralf: *Selbstüberwachung differenzdruckbasierter Durchflussmessverfahren für Flüssigkeiten*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2006
- [Mün99] MÜNCH, Andrea: *Untersuchungen zum Wirkungsgradpotential von Kreiselpumpen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 1999
- [Nat09] NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION: *Operating Instructions and Specifications CompactRIO NI cRIO-9012/9014*. (2009)
- [NB97] NEUBIG, Bernd ; BRIESE, Wolfgang: *Das große Quarzkochbuch - Quarze, Quarzoszillatoren, Quarz- und Oberflächenwellenfilter (SAW), Meßtechnik ; mit 23 Tabellen*. Feldkirchen : Franzis-Verlag, 1997. – ISBN 3772358535
- [Nol91] NOLD, Stephan: *Wissensbasierte Fehlererkennung und Diagnose mit den Fallbeispielen Kreiselpumpe und Drehstrommotor*. Darmstadt, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1991
- [NW84] NAGORK, S. ; WILL, G.: *Ein Verfahren zur Berechnung der Strömung im Spiralgehäuse von radialen Kreiselpumpen*. Halle : VEB Kombinat Pumpen und Verdichter, 1984
- [OS10] OPPENHEIM, Alan V. ; SCHAFER, Roland W.: *Discrete Time Signal Processing*. 3. Prentice Hall, 2010. – ISBN 9780131988422
- [PP05] PFLEIDERER, Carl ; PETERMANN, Hartwig: *Strömungsmaschinen*. 7., unveränd. Aufl. Berlin : Springer, 2005 (Klassiker der Technik). – ISBN 3-540-22173-5
- [Rad07] RADGEN, Peter: *Das Motor Challenge Programm / Fraunhofer Institut Systemtechnik und Innovationsforschung*. Karlsruhe, 2007. – Vortrag
- [Rat01] RATKA, John O.: *Cavitation Resistance of Selected Copper Alloys*. Cleveland, OH , USA : Brush Wellman, 2001. – Herstellerangaben
- [Ric08] RICHTER CHEMIE-TECHNIK GMBH: *Pumpenzustands-Überwachung SAFE-RUN® für die Magnetkupplungspumpe MNK*. 2008. – Produktinformationen
- [Rot05] ROTH, Miriam: *Akustische Messung der Kavitationsaggressivität in Ventilen / Technische Universität Darmstadt*. 2005. – Abschlussbericht

- [Rot06] ROTH, Miriam: *Experimentelle und numerische Untersuchung zum Einfluss von Einbaubedingungen auf das Betriebs- und Kavitationsverhalten von Kreiselpumpen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2006
- [Sch69] SCHWEIKERT, Hermann: *Strömungen und Druckverlust im Spiralgehäuse einer Kreiselpumpe*, Technische Hochschule Karlsruhe, Dissertation, 1969
- [Sch95] SCHULLER, Werner: *Akustische Signale und lokale Druckimpulse als Maß für die hydrodynamische Intensität der Kavitation*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 1995
- [Sch06] SCHEUERMANN, Armin: Kleiner Lauschangriff - Körperschallsensor soll Pumpenmonitoring erschwinglich machen. In: *chemie technik* (2006)
- [Sen06] SENSING TECHNOLOGIES GMBH CO. KG: Pumpenüberwachungssystem geht in Serie. Bremen, 2006. – Herstellerangaben
- [Sta99] STANKOVIC, Ljubisa: *Time-frequency signal analysis*. Montenegro, 1999. – ISBN 86-7260-033-9
- [Sto05] STOFFEL, Bernd: Turbomaschinen I. TU Darmstadt, WS 2005/05. – Skriptum zur Vorlesung
- [Sto05] STOFFEL, Bernd: Kavitation - Grundlagen und technische Aspekte. TU Darmstadt, SS 2005. – Skriptum zur Vorlesung
- [Sus05] SUSKE, Winfried: Pumpenindustrie im Aufwind - aber nur in bestimmten Marktsegmenten. In: *Chemische Rundschau* (2005), Nr. 11
- [Tam03] TAMM, Alberto: *Beitrag zur Bestimmung der Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe durch theoretische, numerische und experimentelle Untersuchungen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2003
- [Tho95] THOMAS, Maik: *Marktanalyse zur Störungsfrüherkennung bei Pumpen mittels einer Betreiberumfrage*. Essen, Fachhochschule Essen, Diplomarbeit, 1995
- [VDI99] VDI 2888: *Zustandsorientierte Instandhaltung*. Berlin : Beuth Verlag, 1999
- [Ver92] VEREINTEN NATIONEN: Rio-Erklärung über Umwelt und Entwicklung. 1992. – Abschlusserklärung der Konferenz

- [Ver98] VEREINTEN NATIONEN: Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen. 1998. – Übereinkommen
- [Wer08] WERTHSCHÜTZKY, Roland: Mess- und Sensortechnik (MT 1). 2008. – Skriptum zur Vorlesung
- [Wil05] WILO SE: LCC - Lebenszykluskosten und Energiesparpotentiale im Anlagenmanagement. Wilo SE, 2005. – Herstellerinformationen
- [Wil06] WILO SE: Hocheffizienzpumpe Wilo Stratos Eco. Wilo SE, 2006. – Produktionsinformationen
- [Wil07] WILO SE: Stiftung Warentest Heizungspumpen: Wilo Stratos ECO Testsieger bei Energieeffizienz und Preis. Dortmund, 2007. – Testbericht
- [Wol02] WOLFRAM, Armin: *Komponentenbasierte Fehlerdiagnose industrieller Anlagen am Beispiel frequenzumrichter gespeister Asynchronmaschinen und Kreiselpumpen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2002
- [YIS04] YU, H. Q. ; LANDIN, J. J. ; SALVO, L.: Comparison between 2D and 3D Characterisations of Damage Induced by Superplastic Deformation. In: *Materials Science Forum* 447-448 (2004), S. 55–60
- [YY89] YOUNG, Ronald F. ; YOUNG, Ron: *Cavitation*. London u.a : McGraw-Hill, 1989. – ISBN 0077070941

Lebenslauf

Reinhard Werner

Diplom-Ingenieur

geb. am 16. Mai 1978

in Siegen

Familienstand

ledig

Schulbildung

1984 - 1989 Grundschule Stierstadt

1989 - 1995 Gesamtschule Stierstadt

1995 - 1998 Berufliches Gymnasium Georg-Kerschensteiner-Schule
Bad Homburg1998 - 1999 **Zivildienst**

Arbeiterwohlfahrt Oberursel

Studium1999 - 2001 Grundstudium Elektrotechnik und Informationstechnik
Technische Universität Darmstadt2001 - 2005 Hauptstudium Elektrotechnik und Informationstechnik
Fachrichtung Mikro- und Feinwerktechnik
Technische Universität Darmstadt**Berufliche Tätigkeit**2005 - 2010 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
am Institut für Elektromechanische Konstruktionen
Technische Universität Darmstadt

Darmstadt, 12. April 2010